

INVPOS

ISSN

Caracterización de la eficiencia energética en los sistemas de refrigeración aplicados en el área automotriz.

## **CARACTERIZACIÓN DE LA EFICIENCIA ENERGÉTICA EN LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICADOS EN EL ÁREA AUTOMOTRIZ.**

Characterization of the energy efficiency in the refrigeration systems applied in the automotive area.

AUTORES: Cuaical Angulo Bolívar Alejandro<sup>1</sup>

Torres Tamayo Enrique<sup>2</sup>

DIRECCIÓN PARA CORRESPONDENCIA: [maestria.bolivar.cuaical1717@utc.edu.ec](mailto:maestria.bolivar.cuaical1717@utc.edu.ec)

### **RESUMEN**

La presente investigación se realizó con el propósito de caracterizar experimentalmente el coeficiente de desempeño de los sistemas de aires acondicionados automotrices y determinar el efecto que tienen tres distintas geometrías de intercambiadores de calor de tipo coaxial en el ciclo de refrigeración, logrando determinar experimentalmente una geometría adecuada para aumentar el coeficiente de desempeño, interfiriendo la línea de alta presión entre el condensador y la válvula de expansión, así como la línea de baja presión entre el evaporador y el compresor a 1 750 rpm y 1 805 rpm utilizando refrigerante R-134a, obteniendo por medio de regresiones estadísticas una correlación entre las variaciones de temperatura en la línea de baja presión del 86,86% y en la línea de alta presión del 95,17% en función de los volúmenes de los intercambiadores analizados y para el coeficiente de desempeño en función de las temperaturas de entrada al intercambiador una correlación de  $R^2$  de 99,97%.

**Palabras clave:** Coeficiente de desempeño, intercambiadores coaxiales, eficiencia energética, R-134a, refrigeración automotriz.

### **ABSTRACT**

This research was carried out with the purpose of experimentally characterizing the performance coefficient of automotive air conditioning systems and determining the effect of three different geometries of coaxial type heat exchangers in the refrigeration cycle, To increase the performance coefficient by interfering the high pressure line between the condenser and the expansion valve, as well as the low pressure line between the evaporator and the compressor at 1 750 rpm and 1 805 rpm using R-134a refrigerant, obtaining By means of statistical regressions a correlation between the temperature variations in the low pressure line of 86.86% and in the high

---

<sup>1</sup> Magíster en Gestión de Energías

<sup>2</sup> Doctor (PhD) en Ciencias Técnicas. Docente en la Universidad Técnica de Cotopaxi

pressure line of 95.17% as a function of the volumes of the exchangers analyzed and for the coefficient of performance In function of the temperatures of entrance to the exchanger a correlation of  $R^2$  of 99.97%.

**Key Words:** Coefficient of performance, coaxial exchangers, energy efficiency, R-134a, automotive cooling.

## 1. INTRODUCCIÓN

En el Ecuador para el 2 015 existían 1 925 368 automotores matriculados a nivel nacional de donde el 31.1% son vehículos livianos, para el 2 016 la venta de vehículos está cercana a los 61 000, por lo tanto, el índice de contaminación ambiental provocado por los automóviles va en aumento continuo. [1]

Más del 80% de las personas que viven en zonas urbanas respiran un aire que les podría causar infartos cerebrales o enfermedades respiratorias crónicas. Esta información destaca la Organización Mundial para la Salud (OMS) después de haber reunido datos de 3 000 ciudades. Aunque todas las regiones están afectadas, quienes más sufren este problema son los ciudadanos que viven en países en vías de desarrollo. [2]

El ciclo invertido de Carnot es el ciclo de refrigeración más eficiente que opera entre dos niveles específicos de temperatura. Por lo tanto, es natural considerarlo en primer lugar como un ciclo ideal esperado para los refrigeradores y las bombas de calor, sin embargo, el ciclo invertido de Carnot es un modelo inadecuado para los ciclos de refrigeración, el ciclo que se ocupa es el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor. [3]

El objetivo de la investigación fue caracterizar la eficiencia energética en los sistemas de refrigeración aplicados en el área automotriz para la mejoría de su coeficiente de desempeño mediante el uso de intercambiadores de calor.

Caracterización de la eficiencia energética en los sistemas de refrigeración aplicados en el área automotriz.

### 1.1 Sistemas de refrigeración

Una de las principales áreas de aplicación de la termodinámica es la refrigeración, que es la transferencia de calor de una región de temperatura inferior hacia una temperatura superior.

Los dispositivos que producen refrigeración se llaman refrigeradores, y los ciclos en los que operan se denominan ciclos de refrigeración. Los refrigeradores son dispositivos cíclicos y los fluidos de trabajo utilizados en los ciclos de refrigeración se llaman refrigerantes. Un refrigerador se muestra esquemáticamente en la figura 1-1. En este caso,  $Q_L$  (calor extraído) del espacio refrigerado;  $Q_H$  (calor rechazado) hacia el espacio caliente, y  $W_{neto}$  es la entrada neta de trabajo al refrigerador. [3]

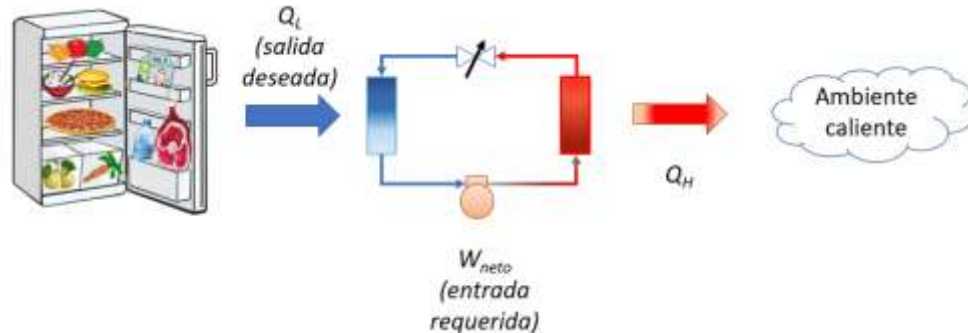


Figura 1.1 Esquema refrigeración

### 1.2 Ciclo de refrigeración por compresión de vapor

El ciclo de refrigeración que se utiliza con mayor frecuencia es el ciclo de refrigeración por compresión por vapor, en el que intervienen cuatro componentes principales: un compresor, un condensador, una válvula de expansión y un evaporador, como se ilustra en la figura 1.2 [3]

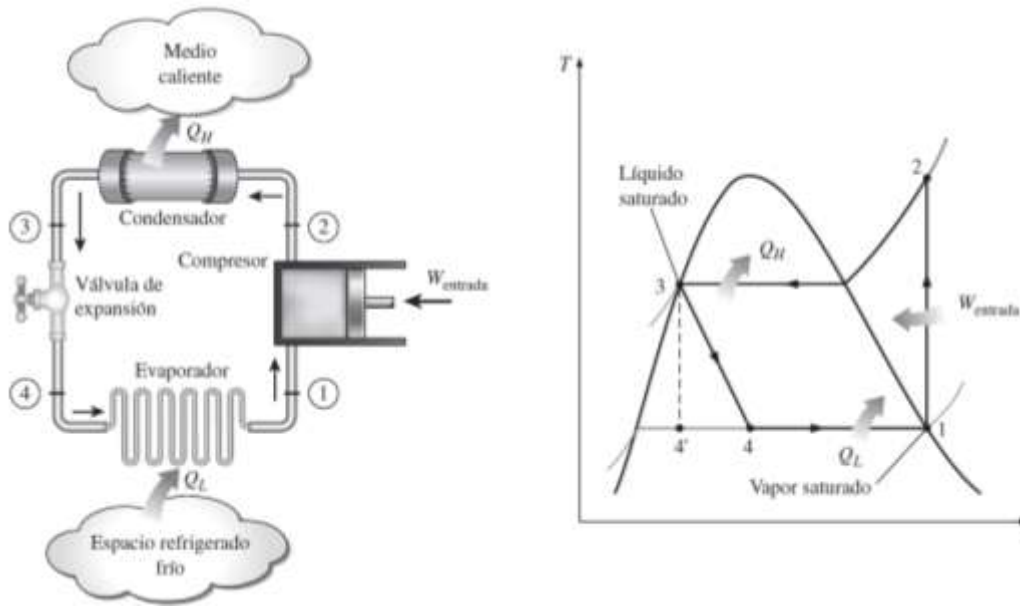


Figura 1.2 Componentes básicos de un sistema de refrigeración y ciclo de refrigeración. [3]

En la figura 1.2 se muestra el ciclo de refrigeración en el cual el refrigerante entra al compresor como vapor y se comprime hasta la presión del condensador, posteriormente sale del compresor a una temperatura relativamente alta mediante un proceso ideal isentrópico aunque este proceso tiene una eficiencia al considerarlo como un proceso real alcanzando el punto 2 para una denominación estandarizada del ciclo y se enfría y condensa a medida que fluye por los serpentines del condensador rechazando calor al medio circundante.

Entonces el refrigerante se desplaza isobáricamente al punto 3 gracias a la transferencia de calor que se lleva a cabo en el condensador permitiendo de esta manera un cambio de fase gracias al calor latente de condensación del fluido, este, llamado el punto 3 corresponde al estado líquido del fluido donde mantiene una alta presión y temperatura ligeramente inferiores al punto 2.

Después entra al tubo capilar donde su presión y temperatura caen de forma drástica debido al efecto de estrangulamiento provocándose de esta manera el inicio de la ebullición del refrigerante colocándolo de esta manera en la fase de mezcla, denominado punto 4 mediante un proceso isoentálpico.

Finalmente, el refrigerante a temperatura baja entra al evaporador, donde se evapora absorbiendo calor latente de evaporación absorbiendo grandes cantidades de calor del sistema a refrigerar convirtiéndose de esta manera en etapa y propósito mismo del ciclo descendiendo la temperatura

Caracterización de la eficiencia energética en los sistemas de refrigeración aplicados en el área automotriz.

según la operación del sistema. El ciclo se completa cuando el refrigerante sale del evaporador y vuelve a entrar al compresor.

### 1.3 Fluido refrigerante

El fluido de trabajo utilizado en el ciclo de refrigeración se denomina refrigerante. En el mercado hay numerosos vehículos con aire acondicionado que se diseñaron en un primer momento para el refrigerante R12. El año 2001 fue el último año en el que oficialmente podía utilizarse R12 en el aire acondicionado de los vehículos. A partir de esa fecha, los sistemas R12 tuvieron que modificarse mediante trabajos de reparación o de mantenimiento. Como refrigerante de sustitución empezó a utilizarse el R134a, además de otros refrigerantes mezclados, aún hoy, la transición del R12 al R134a es un tema de actualidad en los vehículos nuevos y viejos, e incluso en algunos países no pertenecientes a la UE. [4]

### 1.4 Coeficiente de desempeño

La eficiencia de un sistema de refrigeración se expresa en términos del coeficiente de desempeño (COP, siglas de coefficient of performance), el cual se denota mediante COP. El objetivo de un refrigerador es remover calor ( $Q_L$ ) del espacio refrigerado. Para lograr este objetivo, se requiere una entrada de trabajo de  $W_{\text{neto, entrada}}$ .

Entonces, el coeficiente de desempeño es la relación entre el efecto de enfriamiento que se realiza en el evaporador ( $Q_L$ ) y la entrada de trabajo que sucede en el compresor ( $W_{\text{NETO}}$ ). [2]

## 2. MATERIALES Y MÉTODOS

Se trata de una modalidad de investigación experimental, tomando como base el ciclo de refrigeración, los sistemas de refrigeración automotriz, elemento donde se visualizará la utilización de intercambiadores de calor.

### 2.1 Diseño de la investigación

El diseño de la investigación está enfocado de forma experimental con el fin de minorar el consumo de combustible del vehículo y su pérdida de potencia al momento de activar el compresor del sistema de aire acondicionado, recogiendo elementos metodológicos generales que

describen las distintas etapas de la investigación llevadas a cabo, de igual manera se caracterizara el sistema de refrigeración a fin de saber el rango de operación del ciclo de refrigeración.

Como se puede apreciar en la figura 2.1, el COP depende directamente de las coordenadas del ciclo y para lograr incrementar estos valores se recurre a un intercambiador de calor que logre realizar la transferencia de calor entre las líneas de alta y baja presión, generando pequeños saltos de entalpía.

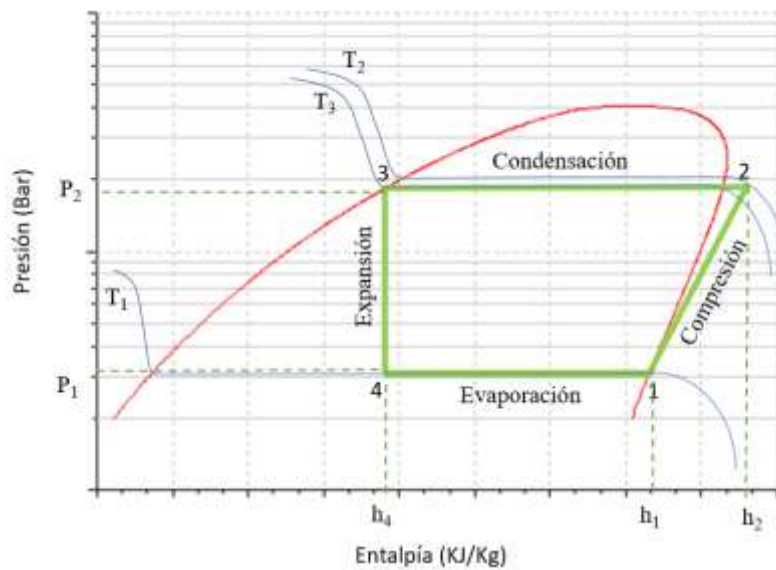


Figura 2.1 Diagrama presión – entalpía ciclo normal

En la figura 2.2 se representa las coordenadas del ciclo original con los puntos 1,2,3 y 4 (color verde), el COP del sistema puede ser incrementado gracias a un desfase de las coordenadas del ciclo generado por el intercambiador de calor.

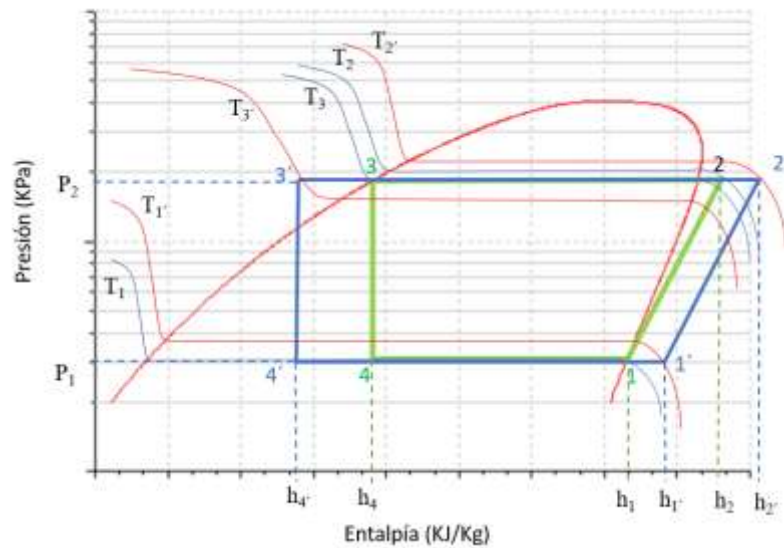


Figura 2.2 Diagrama presión – entalpía isoterma

## 2.2 Banco de pruebas experimentales

Las pruebas experimentales para la caracterización del ciclo de refrigeración se las realiza en el laboratorio de aire acondicionado de la Escuela superior politécnica de Chimborazo, mediante el uso del banco de pruebas de aire acondicionado automotrices, el mismo que se encuentra instrumentado a fin de obtener las lecturas de las coordenadas del ciclo.



Figura 2.1 Banco de pruebas de aires acondicionados

### 3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Los valores obtenidos una vez realizadas las mediciones tanto de temperatura como de presión se procede a registrar los siguientes valores promedio de presión y temperatura en la tabla 3.1, presentada a continuación con la primera velocidad.

Tabla 0.1. Valores de presión y temperatura en primera velocidad

<b>Puntos críticos</b>	<b>Presión (KPa)</b>	<b>Temperatura (°C)</b>
<b>1</b>	165,54	-10,00
<b>2</b>	1 129,80	60,00
<b>3</b>	734,88	26,00
<b>4</b>	211,62	-9,00

De igual manera se procedió a registrar los valores de presión como de temperatura medidos en la segunda velocidad en la tabla 3.2, presentada a continuación.



Tabla 0.2. Valores de presión y temperatura en segunda velocidad

<i>Puntos críticos</i>	<i>Presión (KPa)</i>	<i>Temperatura (°C)</i>
<b>1</b>	165,54	-5,60
<b>2</b>	1 129,80	60,70
<b>3</b>	734,88	24,47
<b>4</b>	211,62	-10,00

### 3.1 Cálculo del flujo másico

Una vez recopilado los datos experimentales del ciclo normal de funcionamiento tanto en la primera velocidad como en la segunda se proceden a realizar la caracterización del flujo másico que circula por el sistema, partiendo del concepto básico de densidad se calcula la masa que ingresa al compresor en cada segundo por el punto crítico “1”, tomando en cuenta que:

$$\delta = \frac{m}{v}$$

$$\dot{m} = \delta \times V$$

*Ecuación 0-1*

En donde la densidad del R134a se calcula en el software EES con la presión y temperatura la entrada del gas al compresor tanto para la primera velocidad como para la segunda, mediante el siguiente código:

```

"Primera velocidad"
t[1]=-10[C]
p[1]=165,54[kPa]

rho=density(R134a,T=T[1],P=P[1])
h=enthalpy(R134a,T=T[1],P=P[1])
s=entropy(R134a,T=T[1],P=P[1])

"Segunda Velocidad"
t[2]=-5,6[C]
p[2]=165,54[kPa]

rho=density(R134a,T=T[2],P=P[2])
h=enthalpy(R134a,T=T[2],P=P[2])
s=entropy(R134a,T=T[2],P=P[2])

```

"Temperatura tomada entrada compresor"  
"Presión tomada entrada compresor"

"Temperatura tomada entrada compresor"  
"Presión tomada entrada compresor"

Figura 0.1. Código de cálculo de la densidad ciclo normal

Una vez completado el cálculo en el software y realizando las conversiones de unidades respectivas se obtienen los siguientes resultados de densidad y flujo másico ideal, al mismo que se le aplica el factor de eficiencia volumétrica, obteniendo como resultado

Tabla 0.3. Densidad y flujo másico ciclo normal

<i>Velocidad (RPM)</i>	<i>Densidad (Kg/m<sup>3</sup>)</i>	<i>Flujo másico ideal (Kg/s)</i>	<i>Flujo másico real (Kg/s)</i>
<i>1750</i>	8,173	0,04322779	0,02161
<i>1805</i>	8,008	0,044352607	0,019515

### 3.2 Cálculo de entropías y entalpías.

Una vez realizados los cálculos necesarios para determinar el flujo másico para la primera como para la segunda velocidad se ingresa los valores obtenidos experimentalmente tanto de presión como de temperatura para cada uno de los puntos críticos en el software EES, como se muestra en la figura 3.2.

INVPOS

ISSN

Caracterización de la eficiencia energética en los sistemas de refrigeración aplicados en el área automotriz.

"Datos"

"Estado 1 entrada compresor"

t[1]= -5,6 [C]  
p[1]= 165 [kPa]

"Temperatura punto 1 medida"  
"Presion punto 1 medida"

"Estado 2 entrada del condensador"

t[2]= 60,7 [C]  
p[2]= 1129,8 [kPa]

"Temperatura punto 2 medida"  
"Presion punto 2 medida "

"Estado 3 entrada a la valvula de expansion"

t[4]= 24,47 [C]  
p[4]= 734,88 [kPa]

"Temperatura punto 3 medida"  
"Presion punto 3 medida "

"Estado 4 entrada al evaporador"

p[5]= 211,62 [kPa]

"Presion punto 4 medida"

"Flujo másico del refrigerante"

m=0,0443526[kg/s]

Figura 0.2. Datos ciclo normal EES

Una vez ingresados los datos obtenidos en las pruebas experimentales e ingresados en el software se calcula los valores de entalpías y entropías en cada uno de los puntos críticos

"Cálculos"

h[1]=enthalpy(R134a, T=T[1], P=P[1])  
s[1]=entropy(R134a, T=T[1], P=P[1])

"Entalpia en 1"  
"Entropia en 1"

h[2]=enthalpy(R134a, T=T[2], P=P[2])  
s[2]=entropy(R134a, T=T[2], P=P[2])

"Entalpia en 2"  
"Entropia en 2"

s[3]=entropy(R134a, T=T[3], P=P[3])  
h[3]=enthalpy(R134a, T=T[3], P=P[3])

"Entropia en 3"  
"Entalpia en 3"

h[4]=enthalpy(R134a, T=T[4], P=P[4])  
s[4]=entropy(R134a, T=T[4], P=P[4])

"Entalpia en 4"  
"Entropia en 4"

h[5]=h[4]  
x[5]=quality(R134a, P=P[5], h=h[5])  
h[5]=enthalpy(R134a, T=T[5], x=x[5])  
s[5]=entropy(R134a, T=T[5], x=x[5])

"Entalpia en 5"

Figura 0.3. Cálculos entalpías y entropías EES

Una vez ingresados los datos y realizado el algoritmo de cálculo se procede a obtener los resultados tanto para la primera velocidad y en la segunda velocidad.

Tabla 0.4. Entalpia y entropía primera velocidad ciclo normal

<i>Velocidad 1</i>				
<i>Puntos</i>	<i>h</i> (KJ/Kg)	<i>P</i> (KPa)	<i>S</i> (KJ/Kg)	<i>T</i> (°C)
<i>1</i>	245,6	165	0,9568	-10
<i>2</i>	291	1130	0,9695	60
<i>2s</i>	286,8	1130	0,9568	56,18
<i>3</i>	87,83	734,9	0,3289	26
<i>4</i>	87,93	211,6	0,3413	-8,655

Tabla 0.5. Entalpia y entropía segunda velocidad ciclo normal

<i>Velocidad 2</i>				
<i>Puntos</i>	<i>h</i> (KJ/Kg)	<i>P</i> (KPa)	<i>S</i> (KJ/Kg)	<i>T</i> (°C)
<i>1</i>	249,3	165	0,9707	-5,6
<i>2</i>	291,8	1130	0,9718	60,7
<i>2s</i>	291,4	1130	0,9707	60,36
<i>3</i>	85,65	734,9	0,3216	24,47
<i>4</i>	85,65	211,6	0,3331	-8,655

### 3.3 Cálculo coeficiente de desempeño y eficiencia isentrópica del compresor

Para calcular el coeficiente de desempeño COP es necesario calcular la tasa de refrigeración, potencia del compresor y por último la eficiencia isentrópica del mismo utilizando el siguiente código:

INVPOS

ISSN

Caracterización de la eficiencia energética en los sistemas de refrigeración aplicados en el área automotriz.

$$T = m \cdot (h[1] - h[5])$$

$$W = m \cdot (h[2] - h[1])$$

"Tasa de refrigeración"  
"Potencia del compresor"

"Datos para calcular la eficiencia del compresor"

$$s[3] = s[1]$$

$$p[3] = p[2]$$

"Entropía en 2s"  
"Presión en 2s"

"Puntos necesarios para cerrar el ciclo"

$$p[6] = p[1]$$

$$s[6] = s[1]$$

$$t[6] = t[1]$$

$$h[6] = h[1]$$

$$N_s = (h[3] - h[1]) / (h[2] - h[1]) \cdot 100$$

"Eficiencia isentrópica del compresor"

$$COP = T/W$$

"Coeficiente de desempeño"

Figura 0-4 Cálculos COP y  $\eta_c$  en EES.

Obtenidos los valores de entalpía, así como de la entropía se muestra los valores calculados del COP y la eficiencia isentrópica del compresor en la primera y segunda velocidad.

Tabla 0.6. COP y eficiencia isentrópica primera y segunda velocidad ciclo normal

<i>Velocidad</i>	<i>COP</i>	<i>Ns</i>
<i>Primera</i>	3,477	90,77
<i>Segunda</i>	3,853	99,13

Como se puede observar en los resultados del COP este aumenta su valor en la segunda velocidad, razón por la cual la absorción del calor en el habitáculo es más efectiva, mientras tanto los resultados obtenidos en cuanto a la tasa de refrigeración y la potencia del compresor difieren dependiendo del flujo másico que circula por el sistema ya sea en la primera o en la segunda velocidad.

Tabla 0.7. Tasa de refrigeración y potencia del compresor primera y segunda velocidad ciclo normal

<i>Velocidad (RPM)</i>	<i>Flujo másico ideal</i>		<i>Flujo másico real</i>	
	<i>T(kJ/s)</i>	<i>W(kJ/s)</i>	<i>T(kJ/s)</i>	<i>W(kJ/s)</i>
<i>1750</i>	6,821	1,962	3,41	0,9806
<i>1805</i>	7,258	1,884	3,193	0,8289

### 3.4 Variación de temperatura en la entrada del compresor.

Una vez determinados los valores tanto de temperatura como de presión con el ciclo normal de funcionamiento del sistema de aire acondicionado, se procede a determinar el comportamiento del COP en cuanto al aumento de temperatura en la entrada del compresor.

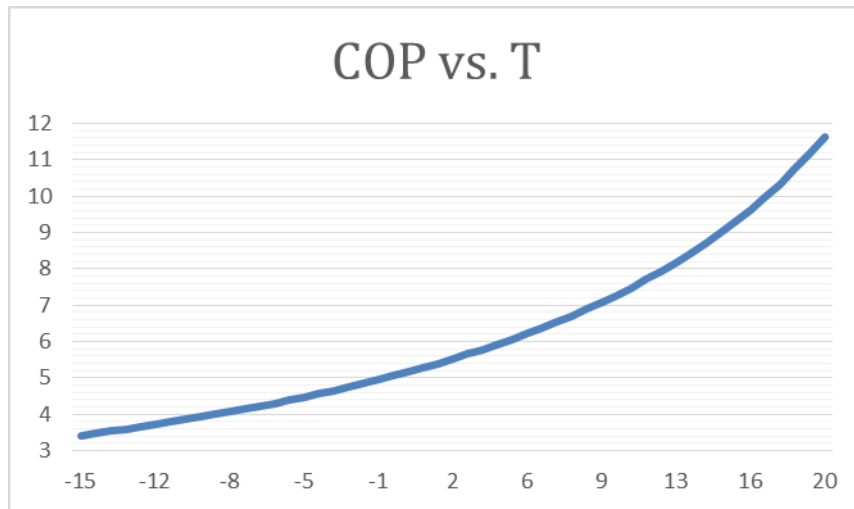


Figura 0.5. Variación COP vs. T entrada del compresor

Como se puede observar en la figura 3.5, mientras la temperatura aumenta a la entrada del compresor el coeficiente de desempeño aumenta paulatinamente, es decir mientras se precaliente el fluido refrigerante se comprueba que el coeficiente de desempeño también aumentara.

### 3.5 Variación de temperatura en la entrada de la válvula de expansión.

Como se puede observar en la figura 3-6, mientras la temperatura aumenta a la entrada de la válvula de expansión el coeficiente de desempeño disminuye paulatinamente hasta llegar a los 28 °C, es decir mientras se logre disminuir la temperatura en este punto el coeficiente de desempeño aumentara.

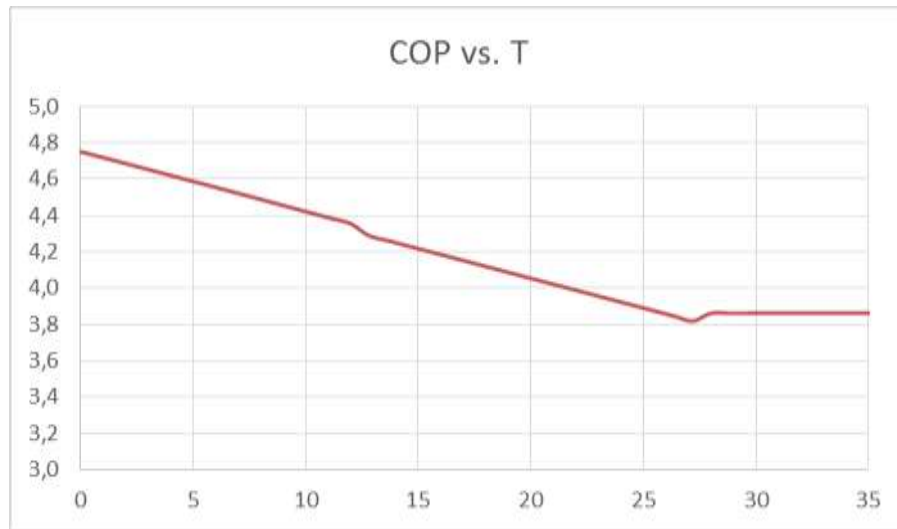


Figura 0-6. Variación COP vs. T entrada válvula de expansión

#### 4. CONCLUSIONES

Por medio de los resultados experimentales el coeficiente de desempeño en la primera velocidad es 3,48 mientras que en la segunda velocidad es 3,85 teniendo una diferencia del 10,81%.

Los resultados obtenidos en la experimentación del ciclo normal de funcionamiento del sistema determinan que la eficiencia isentrópica del compresor es de 90,77 para la primera velocidad y 99,13 para la segunda velocidad, teniendo una diferencia del 9,21%.

#### 5. BIBLIOGRAFÍA

- [1] INEC. (08 de Enero de 2017). *www.ecuadorencifras.gob.ec*. (INEC) Recuperado el 08 de Enero de 2017, de <http://www.ecuadorencifras.gob.ec/transporte/>
- [2] EL COMERCIO. (10 de junio de 2016). *EL COMERCIO*. Obtenido de <http://www.elcomercio.com/tendencias/ciudades-ecuador-polucion-enfermedades-contaminacion.html>
- [3] Cengel, Y. A. (2007). *Transferencia de calor y masa*. Mexico: McGraw-Hill.

[4] BEHR HELLA SERVICE. (2016). *Climatización del vehículo conociminetos básicos para el taller*. Germany: HELLA S.A.