



DIRECCIÓN DE POSGRADOS

PROYECTO DE INVESTIGACIÓN Y DESARROLLO EN OPCIÓN AL GRADO
ACADÉMICO DE MAGISTER EN GESTIÓN DE ENERGÍAS

“CARACTERIZACIÓN DE LA EFICIENCIA ENERGÉTICA EN LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICADOS EN EL ÁREA AUTOMOTRIZ. SELECCIONAR INTERCAMBIADORES DE CALOR COAXIALES PARA INCREMENTAR EL COEFICIENTE DE DESEMPEÑO EN LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN.”

Autor:

CUAICAL, Angulo, Bolívar Alejandro

Tutor:

Ph. D, Enrique, Torres, Tamayo

LATACUNGA – ECUADOR

Julio – 2017



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI

UNIDAD DE POSGRADO

Latacunga – Ecuador

APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO

En calidad de Miembros del Tribunal de Grado, aprueban el presente informe e Investigación de posgrados de la Universidad Técnica de Cotopaxi; por cuanto, el maestrante: Bolívar Alejandro Cuaical Angulo, con el título de tesis: “CARACTERIZACIÓN DE LA EFICIENCIA ENERGÉTICA EN LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICADOS EN EL ÁREA AUTOMOTRIZ. SELECCIONAR INTERCAMBIADORES DE CALOR COAXIALES PARA INCREMENTAR EL COEFICIENTE DE DESEMPEÑO EN LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN”. Han considerado las recomendaciones emitidas oportunamente y reúne los méritos suficientes para ser sometido al acto de Defensa de Tesis.

Por lo antes expuesto, se autoriza realizar los empastados correspondientes, según la normativa institucional.

Latacunga, Julio – 2017.

Para constancia firman:

.....
Msc. EDWIN MOREANO
PRESIDENTE

.....
Phd. JUAN MATO TAMAYO
MIEMBRO

.....
Phd. SECUNDINO MARRENO
OPOSITOR

.....
Msc. LUIGI FREIRE MARTINEZ
MIEMBRO

AVAL DEL DIRECTOR DE TESIS

En mi calidad de Tutor del Programa de Maestría en Gestión de Energías, nombrado por el Consejo de Posgrado.

CERTIFICO:

Que: analizado el Protocolo de Trabajo de Titulación, presentado como requisito previo a la aprobación y desarrollo de la investigación para optar por el grado de Magíster en Gestión de Energías.

El problema de investigación se refiere a:

“CARACTERIZACIÓN DE LA EFICIENCIA ENERGÉTICA EN LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICADOS EN EL ÁREA AUTOMOTRIZ. SELECCIONAR INTERCAMBIADORES DE CALOR COAXIALES PARA INCREMENTAR EL COEFICIENTE DE DESEMPEÑO EN LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN.”

Presentado por **Cuaical Angulo Bolívar Alejandro** con cedula de ciudadanía N^º **1717218430**

Sugiero su aprobación y permita continuar con la ejecución del proyecto de investigación y desarrollo.

Latacunga, julio de 2017

Atentamente,

.....
Ph. D, Enrique, Torres, Tamayo.

DIRECTOR DE TESIS

RESPONSABILIDAD POR LA AUTORÍA DE TESIS

Dejo constancia que el presente proyecto de investigación es de exclusiva responsabilidad legal y académica del autor con el tema, **“CARACTERIZACIÓN DE LA EFICIENCIA ENERGÉTICA EN LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICADOS EN EL ÁREA AUTOMOTRIZ. SELECCIONAR INTERCAMBIADORES DE CALOR COAXIALES PARA INCREMENTAR EL COEFICIENTE DE DESEMPEÑO EN LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN.”** previo a la obtención del título **Magíster en Gestión de Energías**, es original auténtico y personal, a excepción de las citas.

En tal virtud, declaro que el contenido, las conclusiones y efectos legales y académicos que se desprenden del trabajo propuesto de investigación y luego de la redacción de este documento son y serán de mi sola y exclusiva responsabilidad legal y académica.

Atentamente

.....
Ing. Bolívar Alejandro Cuaical Angulo
C.C. 1717218430

AGRADECIMIENTO

En el presente trabajo agradezco al PhD. Enrique Torres Tamayo y al Msc. Paúl Montufar quienes aportaron su conocimiento, tiempo y paciencia.

A mi esposa, mis hijos y mis padres.

Bolívar Cuaical Angulo.

DEDICATORIA

El presente trabajo está dedicado para mi esposa Geovanna, mis padres Bolívar y Gloria, mis hijos Sofía y Alejandro.

Bolívar Cuaical Angulo.

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI
UNIDAD DE POSGRADO
MAESTRÍA EN GESTIÓN DE ENERGÍAS

TÍTULO: “Caracterización de la eficiencia energética en los sistemas de refrigeración aplicados en el área automotriz. Seleccionar intercambiadores de calor coaxiales para incrementar el coeficiente de desempeño en los sistemas de refrigeración.”

Autor: Ing. Bolívar Alejandro Cuaical Angulo

Tutor: Ph. D, Enrique Torres Tamayo

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 intercambiadores de calor de geometría recta y de flujo cruzado 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.

PALABRAS CLAVES

Coeficiente de desempeño, intercambiadores coaxiales, eficiencia energética, R-134a, refrigeración automotriz.

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI
UNIDAD DE POSGRADO
MAESTRÍA EN GESTIÓN DE ENERGÍAS

THEME: “Characterization of the energy efficiency in the refrigeration systems applied in the automotive area. Select coaxial heat exchangers to increase the coefficient of performance in cooling systems”

Autor: Ing. Bolívar Alejandro Cuaical Angulo

Tutor: Ph. D, Enrique Torres Tamayo

ABSTRACT

The present research was carried out with the purpose of characterizing experimentally the performance coefficient of automotive air conditioning systems and to determine the effect of three heat exchangers of straight geometry and cross flow in the refrigeration cycle, being able to determine experimentally a geometry Suitable 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 line of high pressure of 95.17% as a function of the volumes of the exchangers analyzed.

KEY WORDS

Coefficient of performance, coaxial exchangers, energy efficiency, R-134a, automotive cooling.

ÍNDICE GENERAL

INTRODUCCIÓN.....	1
Objeto de estudio.....	3
Justificación de la investigación.....	3
Formulación del problema.....	4
Objetivo general:.....	4
Campo de acción de la investigación.....	4
Objetivos específicos:.....	4
Hipótesis.....	5
CAPÍTULO I: MARCO TEÓRICO CONCEPTUAL DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.....	6
1.1 Fundamentación teórica.....	6
1.1.1 Sistemas de refrigeración.....	6
1.1.2 Ciclo de refrigeración por compresión de vapor.....	7
1.1.3 Fluido refrigerante.....	8
1.1.4 Coeficiente de desempeño.....	9
1.1.5 Eficiencia isentrópica del compresor.....	10
1.1.6 Eficiencia volumétrica del compresor.....	11
1.1.7 Sistema de refrigeración automotriz.....	12
1.1.8 Intercambiadores de calor.....	17
1.1.9 Tipos de intercambiadores de calor.....	18
1.2 Marco legal vigente.....	21
1.3 Definición de Términos Básicos.....	23
1.4 Conclusiones del capítulo.....	26

CAPITULO II: METODOLOGÍA.....	27
2.1 Modalidad de la investigación	27
2.2 Tipo de investigación.....	27
2.2.1 Operacionalización de variables.....	28
2.3 Diseño de la investigación	28
2.3.1 Banco de pruebas experimentales.....	31
2.3.2 Sensor de temperatura	34
2.3.3 Compresor	36
2.4 Caracterización del ciclo de refrigeración	36
2.4.1 EES (Engineering Equation Solver).....	37
2.4.2 Minitab	37
2.5 Diseño de experimento.....	37
2.6 Conclusiones de capítulo	39
 CAPÍTULO III: RESULTADOS EXPERIMENTALES Y OBTENCIÓN DE PARÁMETROS DEL PROCESO DE REFRIGERACIÓN	 40
3.1 Caracterización del ciclo normal.....	40
3.1.1 Cálculo del flujo másico.....	41
3.1.2 Cálculo de entropías y entalpías.	42
3.1.3 Cálculo del COP y eficiencia isentrópica del compresor	44
3.2 Efectos de la variación de temperatura en el COP.....	45
3.2.1 Variación de temperatura en la entrada del compresor.	45
3.2.2 Variación de temperatura en la entrada de la válvula de expansión.....	46
3.3 Conclusiones del capítulo	46
 CAPÍTULO IV: INCORPORACIÓN DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA AUMENTAR EL COEFICIENTE DE DESEMPEÑO EN EL CICLO DE REFRIGERACIÓN	 47

4.1	Introducción	47
4.2	Objetivos.....	48
4.3	Caracterización del ciclo con los intercambiadores de calor	48
4.4	Cálculo del COP y la eficiencia isotérmica con intercambiadores de calor	48
4.5	Análisis comparativo.....	49
4.6	Evaluación estadística	49
4.6.1	Variación de temperatura en el intercambiador.....	49
4.6.2	Variación de temperatura tramo de baja presión	50
4.6.3	Variación de temperatura tramo de alta presión.....	52
4.7	Conclusiones del capítulo	53
	CONCLUSIONES GENERALES	54
	RECOMENDACIONES	55
	BIBLIOGRAFÍA.....	56
	ANEXOS	58

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1-1. Límites máximos de emisiones permitidos para fuentes móviles con motor de gasolina. Marcha mínima o ralentí (prueba estática). (INEN, 2002)	23
Tabla 1-2. Límites máximos de emisiones para fuentes móviles con motor de gasolina (prueba dinámica) a partir del año modelo 2000 (ciclos americanos) (INEN, 2002)	23
Tabla 2-1. Variable independiente: Intercambiadores de calor.....	28
Tabla 2-2. Variable dependiente: Coeficiente de desempeño COP.....	28
Tabla 2-3. Especificaciones técnicas sensor HR-PTM300.....	33
Tabla 2-4. Especificaciones técnicas sensor HK-1100C.....	34
Tabla 2-5. Especificaciones técnicas sensor NTC-10K	35
Tabla 2-6. Especificaciones técnicas del compresor	36
Tabla 2-7. Factores y niveles DOE.....	38
Tabla 2-8. Geometría y volúmenes.....	38
Tabla 3-1. Valores de presión y temperatura en primera velocidad	40
Tabla 3-2. Valores de presión y temperatura en segunda velocidad	40
Tabla 3-3. Densidad y flujo másico ciclo normal.....	42
Tabla 3-4. Entalpía y entropía primera velocidad ciclo normal	43
Tabla 3-5. Entalpía y entropía segunda velocidad ciclo normal.....	43
Tabla 3-6. COP y eficiencia isentrópica primera y segunda velocidad ciclo normal.....	44
Tabla 3-7. Tasa de refrigeración y potencia del compresor primera y segunda velocidad ciclo normal	45
Tabla 4-1. Puntos críticos primera velocidad con intercambiadores.....	48
Tabla 4-2. Puntos críticos segunda velocidad con intercambiadores	48
Tabla 4-3. Resultados COP y Ns para primera velocidad.	49
Tabla 4-4. Resultados COP y Ns para segunda velocidad.	49
Tabla 4-5. Análisis comparativo COP	49

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-1 Esquema refrigeración	6
Figura 1-2 Componentes básicos de un sistema de refrigeración y ciclo de refrigeración.(Cengel, 2007).....	7
Figura 1-3.El diagrama P-h de un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor. (Cengel, 2007)	8
Figura 1-4. Diagrama presión entalpía con calores aportados y cedidos	9
Figura 1-5. Diagrama temperatura entropía (Cengel, 2007)	11
Figura 1-6. Componentes del sistema de climatización (Service, Behr Hella, 2016)	13
Figura 1-7. Compresor de carrera variable. (Gordon, 2005).....	14
Figura 1-8.Esquema funcionamiento compresor (Gordon, 2005).....	15
Figura 1-9. Diferentes regímenes de flujo y perfiles asociados de temperaturas en un intercambiador de calor de doble tubo. (Cengel, 2007)	19
Figura 1-10. Sustancias refrigerantes y sus efectos en el medio ambiente.....	22
Figura 2-1. Diagrama presión – entalpía ciclo normal	29
Figura 2-2.Diagrama presión – entalpía isoterma	29
Figura 2-3 Componentes sistema de refrigeración.....	30
Figura 2-4. Sistema de aire acondicionado con intercambiador de calor.....	30
Figura 2-5.Diagrama P vs h con interacción de intercambiador de calor.....	31
Figura 2-6. Banco de pruebas de aires acondicionados.....	31
Figura 2-7. Sensor transmisor de presión HR-PTM300.....	32
Figura 2-8.Ubicación de sensores de baja presión	32
Figura 2-9. Sensor transmisor de presión HK-1100C	33
Figura 2-10.Ubicación de sensores de baja presión	34
Figura 2-11. Sensor de temperatura NTC-10K	35
Figura 2-12. Ubicación de sensores de temperatura.....	35
Figura 2-13. Software de caracterización del ciclo de refrigeración.....	37
Figura 2-14. Software de análisis estadístico.	37
Figura 2-15. Diseño Factorial DOE.....	39
Figura 3-1. Código de cálculo de la densidad ciclo normal	41
Figura 3-2. Datos ciclo normal EES.....	42

Figura 3-3. Cálculos entalpías y entropías EES	43
Figura 3-4 Cálculos COP y η_c en EES.....	44
Figura 3-5. Variación COP vs. T entrada del compresor	45
Figura 3-6. Variación COP vs. T entrada válvula de expansión	46
Figura 4-1. Intercambiador instalado	47
Figura 4-2. Variación de temperaturas del intercambiador	50
Figura 4-3. Predictor variación de temperatura tramo de baja presión	51
Figura 4-4. Probabilidad normal regresión ΔT tramo de baja presión	51
Figura 4-5. Predictor variación de temperatura tramo de alta presión	52
Figura 4-6. Probabilidad normal regresión ΔT tramo de alta presión	53

INTRODUCCIÓN

En el Ecuador para el 2 015 existían 1 925 368 automotores matriculados a nivel nacional 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. (INEC, 2017)

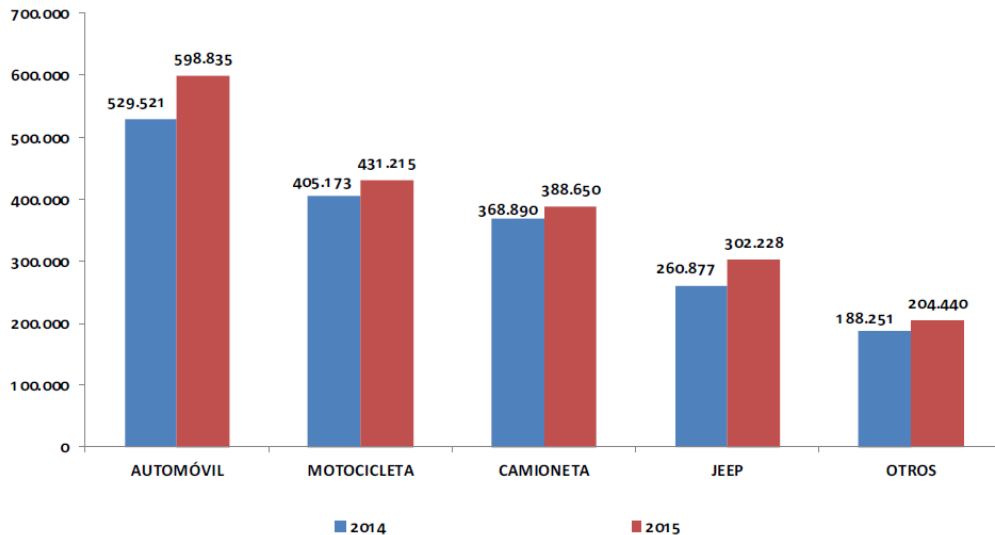


Figura 1. Vehículos matriculados 2 014 y 2 015. (INEC, 2017)

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. (Sorgato, 2016)

La organización analizó los niveles de partículas pequeñas y muy finas que perjudican a la salud. Las micro partículas llamadas PM 2,5 se desprenden de la quema de combustibles fósiles tales como el diesel. Las más grandes mezcladas con el polvo se las conoce como PM 10. Según el Programa de las Naciones Unidas para el Desarrollo (PNUD), el PM 2,5 está relacionado con las muertes prematuras de adultos, enfermedades del corazón y pulmones, afectaciones cerebrales, bronquitis, asma y otros síntomas cardio-respiratorios. En 2010, un estimado de 64 millones de personas murieron en la región por estar expuestas al aire

contaminado con material particulado fino (PM 2,5) y por el ozono (otro gas perjudicial presente a nivel del suelo), según el PNUD. (Sorgato, 2016)

Teóricamente 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. (Cengel, 2007)

El ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor elimina muchos de los aspectos inadecuados del ciclo invertido de Carnot al evaporar el refrigerante por completo antes de que se comprima, y al sustituir la turbina con un dispositivo de estrangulamiento, tal como una válvula de expansión o un tubo capilar.

En los automóviles el sistema de aire acondicionado funciona bajo el ciclo ideal de refrigeración por vapor, este ciclo requiere de un compresor siendo este el núcleo del ciclo de refrigeración y el encargado de comprimir el refrigerante tomando el movimiento de la polea del cigüeñal generando pérdidas mecánicas y por ende mayor consumo de combustible, según investigaciones puede aumentar de un 5% o más (dependiendo del estado de los componentes mecánicos del sistema de aire acondicionado).

Este aumento del consumo de combustible adicional está relacionado directamente con el coeficiente de desempeño (COP) del sistema ya que algunos componentes están sobre dimensionados para trabajar de forma eficiente en distintos regímenes de trabajo.

Al igual que otros sistemas del motor, los sistemas de refrigeración tienen sus parámetros de regulación, en respuesta al Protocolo de Montreal y a las reglamentaciones consiguientes, la industria del aire acondicionado está ahora evaluando e introduciendo nuevos refrigerantes como sustitutos de los clorofluorocarbonos (CFC) e hidroclorofluorocarbonos (HCFC), investigaciones del International Journal of Refrigeration mostraron que el R-134a refleja un mejor desempeño que el CO₂.

La presente investigación tiene por objeto caracterizar el ciclo de refrigeración automotriz y sugerir variantes que puedan mejorar su desempeño.

Objeto de estudio

El ciclo del sistema de aire acondicionado automotriz.

Justificación de la investigación

Una forma de mejorar la eficiencia energética en el ciclo de refrigeración es realizar modificaciones en su configuración. El coeficiente de desempeño del ciclo describe el manejo energético obtenido al enfriar un ambiente versus el trabajo efectuado para conseguirlo. Una de estas modificaciones es la introducción de un intercambiador de calor entre las fases de alta y baja presión en el ciclo de refrigeración.

Se han planteado diferentes estrategias con el afán de mejorar el desempeño del ciclo, una de ellas es la introducción de un intercambiador de calor entre las fases de alta y baja presión.

El Intercambiador de Calor Interno (IHX) ya ha existido durante mucho tiempo en sistemas estacionarios de aire acondicionado, pero la mayoría de los técnicos de servicio automotriz están escuchando por primera vez.

Un IHX es un intercambiador de calor de líquido a vapor, con una cámara interna y una cámara externa. El refrigerante líquido caliente del condensador fluye a través de la cámara interior, y está rodeado por vapor refrigerante fresco que fluye desde el evaporador a través de la cámara exterior. Después de que el condensador elimina suficiente calor para condensar el refrigerante a un líquido, sigue siendo bastante caliente. El IHX transfiere aún más calor del refrigerante líquido, "sub-enfriando" por debajo de la temperatura de condensación. Obviamente, esto mejoraría la eficiencia del sistema de A / C, pero es importante entender algunas de las diferentes formas en las que se pueden trabajar.

Más significativamente, el vapor que sale del evaporador casi siempre contiene pequeñas gotas de líquido. No es suficiente líquido para dañar el compresor, pero sí reduce la eficiencia. Al dejar que el calor del líquido refrigerante caliente fluya hacia ese vapor, estas gotas tienen una oportunidad más de vaporizarse antes de llegar al compresor. Esto reduce la potencia necesaria para ejecutar el compresor, lo que se traduce en emisiones reducidas y / o en una economía de combustible mejorada.

En el laboratorio, un sistema de aire acondicionado lleno de R-134a es aproximadamente un 10% más eficiente cuando está equipado con un IHX. Eso significa una temperatura más baja en las rejillas de ventilación para la cantidad de energía consumida para hacer funcionar el compresor, reduciendo aún más las emisiones contaminantes del tubo de escape. (MACS, 2017)

Formulación del problema

Baja eficiencia de los sistemas de refrigeración automotriz por la falta de un intercambiador de calor coaxial.

Objetivo general:

- Incrementar la eficiencia energética en los sistemas de refrigeración aplicados en el área automotriz mejorando su coeficiente de desempeño mediante el uso de intercambiadores de calor.

Campo de acción de la investigación

- Gestión de energías, eficiencia energética.

Objetivos específicos:

- Caracterizar los componentes y funcionamiento de los sistemas de refrigeración automotriz.
- Analizar un intercambiador de calor coaxial de fácil manufactura mediante pruebas experimentales del sistema de refrigeración en un banco de pruebas.
- Caracterizar el desempeño de intercambiadores coaxial con el refrigerante R134a mediante el software EES.
- Interpretación de los resultados estadísticos para determinar la variación de desempeño en un sistema de refrigeración automotriz con IHX.

Hipótesis

Si se incorpora un intercambiador de calor entonces se aumenta el coeficiente de desempeño en al menos un 10% en base a las temperaturas de ingreso y salida entre las fases de alta y baja presión.

CAPÍTULO I: MARCO TEÓRICO CONCEPTUAL DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

En este capítulo se establece los conocimientos básicos para comprender el contexto de la investigación, se sustenta el marco legal en el que se apoya, así como algunos términos importantes que ayudaran en la comprensión del presente trabajo de investigación.

1.1 Fundamentación teórica

1.1.1 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. (Cengel, 2007)

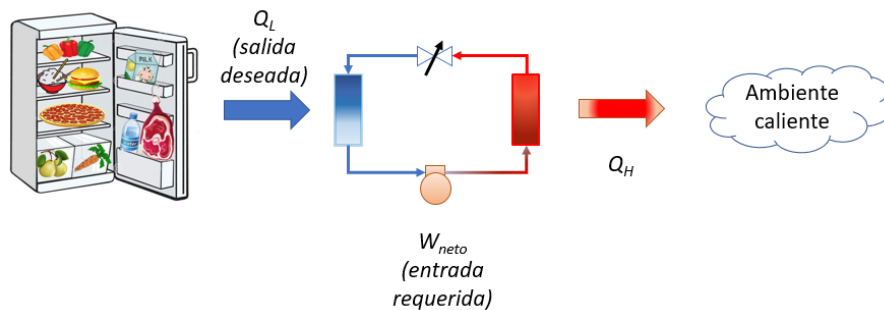


Figura 1-1 Esquema refrigeración

Fuente: Autor

El objetivo de un refrigerador es mantener el espacio refrigerado a una temperatura baja al extraer el calor de él. La descarga de este calor a un medio de temperatura alta es una parte necesaria de la operación, no es el propósito. El ciclo de refrigeración que se utiliza con más frecuencia es por compresión de vapor, donde el refrigerante se evapora y se condensa alternadamente, para luego comprimirse en la fase de vapor. (Cengel, 2007)

1.1.2 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. (Cengel, 2007)

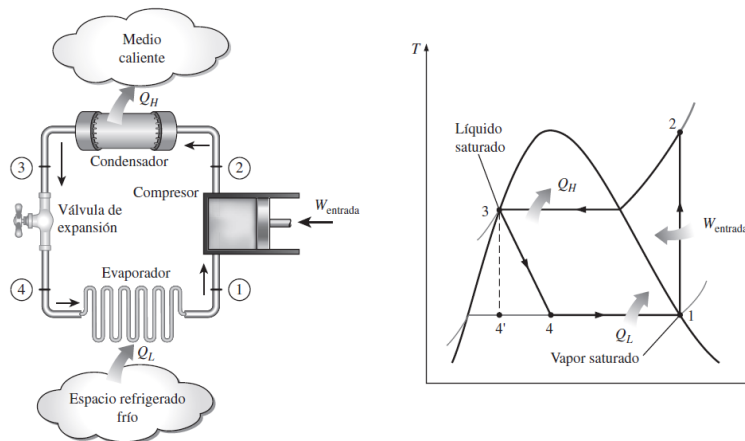


Figura 1-2 Componentes básicos de un sistema de refrigeración y ciclo de refrigeración. (Cengel, 2007)

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 según la operación del sistema. El ciclo se completa cuando el refrigerante sale del evaporador y vuelve a entrar al compresor. (Cengel, 2007)

Recordemos que el área bajo la curva del proceso en un diagrama T-s representa la transferencia de calor para procesos internamente reversibles; y observe que el área bajo la curva del proceso 2-3 representa el calor transferido hacia el agua en la caldera y que el área bajo la curva del proceso 4-1 representa el calor rechazado en el condensador. La diferencia entre estas dos (el área encerrada por el ciclo) es el trabajo neto producido durante el ciclo.

Otro diagrama utilizado con frecuencia en el análisis de los ciclos de refrigeración por compresión de vapor es el diagrama P-h, como se muestra en la figura 1-3. En este diagrama, tres de los cuatro procesos aparecen como líneas rectas, y la transferencia de calor (en el condensador y el evaporador) es proporcional a la longitud de la curva del proceso correspondiente, el ciclo de refrigeración por compresión de vapor no es un ciclo internamente reversible puesto que incluye un proceso irreversible (estrangulamiento). (Cengel, 2007)

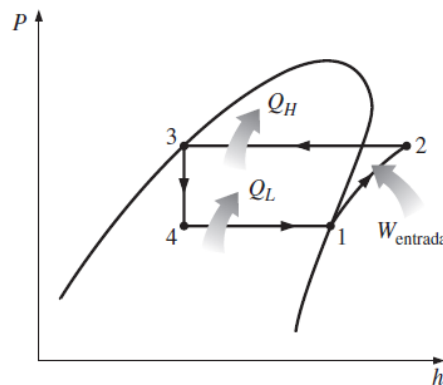


Figura 1-3. El diagrama P-h de un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor. (Cengel, 2007)

1.1.3 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. (Service, Behr Hella, 2016)

1.1.4 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_{NETO}). (Cengel, 2007)

$$COP = \frac{Q_L}{W_{\text{neto}}} \quad (1.1)$$

Como existe un intercambio de calor durante el ciclo de refrigeración, para esto se debe tomar en cuenta los resultados por cada kg de refrigerante que se tenga disponible en el sistema.

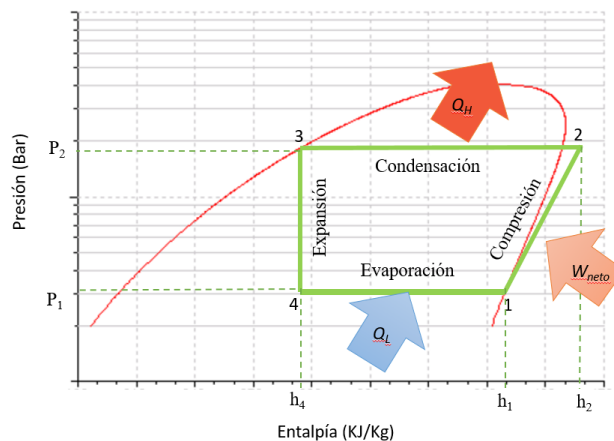


Figura 1-4. Diagrama presión entalpía con calores aportados y cedidos

Fuente: Autor

Por tanto, como se observa en la figura 1-4, el trabajo realizado por el compresor en función de las entalpías se representa como la variación de ellas.

$$W_{neto} = h_2 - h_1 \quad (1-2)$$

De la misma manera el calor absorbido en el evaporador está dado por la variación de las entalpías entre el punto 1 y 4.

$$Q_L = h_1 - h_4 \quad (1-3)$$

Entonces reemplazando las ecuaciones 1-2 y 1-3 en 1-1 se obtiene:

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (1-4)$$

Una regla empírica es que el COP mejora entre 2 y 4 por ciento por cada °C que eleva la temperatura de evaporación o que disminuye la temperatura de condensación. (Cengel, 2007)

1.1.5 Eficiencia isentrópica del compresor

La eficiencia isentrópica de un compresor se define como la relación entre el trabajo de entrada requerido para elevar la presión de un gas a un valor especificado de una manera isentrópica y el trabajo de entrada real (Cengel, 2007):

$$\eta_c = \frac{\text{Trabajo Isentropico del compresor}}{\text{Trabajo real del compresor}} = \frac{W_s}{W_a} \quad (1-5)$$

Cuando son insignificantes los cambios en las energías cinética y potencial del gas mientras éste es comprimido, el trabajo de entrada para un compresor adiabático es igual al cambio en la entalpía, por lo que para este caso la ecuación 1-5 se vuelve:

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (1-6)$$

donde h_{2a} y h_{2s} son los valores de la entalpía en el estado de salida para los procesos de compresión real e isentrópico, respectivamente, como se ilustra en la figura 1-5.

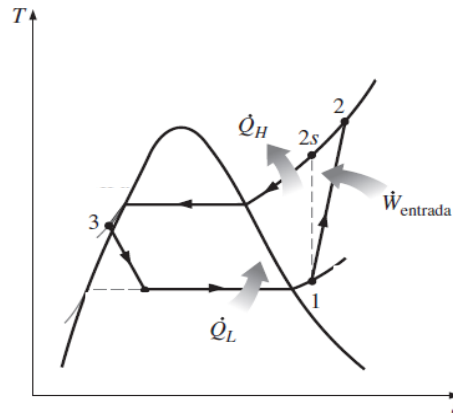


Figura 1-5. Diagrama temperatura entropía (Cengel, 2007)

Nuevamente, el valor de η_c depende en gran medida del diseño del compresor. Los dispositivos de este tipo mejor diseñados tienen eficiencias isentrópicas que van de 80 a 90 por ciento. (Cengel, 2007)

1.1.6 Eficiencia volumétrica del compresor

La eficiencia volumétrica es la relación de la cantidad de vapor transportado en pies cúbicos por minuto a la presión y temperatura de succión al desplazamiento del pistón por minuto.

$$D.V. = C \frac{\pi d^2 S N}{4 \times 1,728} \eta_c \quad (1-7)$$

Donde:

D.V.= desplazamiento volumétrico en $\frac{\text{pies}^3}{\text{s}}$

C= número de cilindros

D= diámetro del cilindro en pulgadas

S= carrera del cilindro en pulgadas

N= rpm

η_c = eficiencia volumétrica

1.1.7 Sistema de refrigeración automotriz

Un sistema de aire acondicionado para automóviles no difiere del ciclo de refrigeración por vapor incluye típicamente un condensador montado en la proximidad de la parrilla delantera del vehículo, un compresor de refrigerante situado dentro del compartimento del motor, una válvula de expansión, un evaporador contenido en una carcasa de que está esencialmente dentro del compartimiento de pasajeros, y un filtro deshidratante.

1.1.7.1 Funcionamiento del aire acondicionado automotriz.

Para poner en marcha el aire acondicionado del habitáculo se necesita tanto el refrigerante como el circuito de refrigeración. La mezcla de aire frío y caliente proporciona las condiciones de climatización deseadas independientemente de las condiciones exteriores. De esta manera, el aire acondicionado se convierte en un factor esencial para la seguridad y el confort en la conducción. (Service, Behr Hella, 2016)

El compresor comprime el refrigerante en estado gaseoso (con lo que se calienta enormemente) y lo presiona mediante alta presión a través del condensador. De esta manera se elimina calor del refrigerante – se condensa y transforma su estado de gaseoso a líquido. El filtro deshidratante, la siguiente estación, elimina las impurezas y las inclusiones del aire del refrigerante y retira la humedad. De este modo se garantiza la efectividad del sistema y quedan protegidos todos los componentes ante posibles daños causados por las impurezas. (Service, Behr Hella, 2016)

Todos los componentes del circuito de refrigeración están conectados entre sí por medio de mangueras flexibles y/o conductos de aluminio formando así un sistema cerrado. En el sistema circulan, accionados por el compresor, el gas refrigerante y una porción del aceite de lubricación. El circuito se divide en dos partes:

- La zona entre el compresor y la válvula de expansión se denomina zona de alta presión representada en la figura 1-4 de color rojo.
- Entre la válvula de expansión y el compresor se encuentra la zona de baja presión representada en la figura 1-4 de color azul.

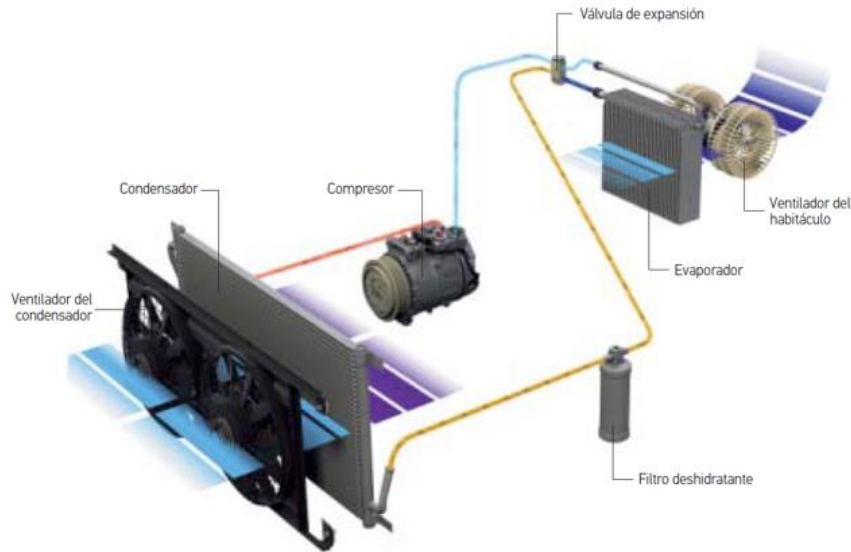


Figura 1-6. Componentes del sistema de climatización (Service, Behr Hella, 2016)

1.1.7.2 Compresor de carga variable

El compresor de aire acondicionado de desplazamiento variable ha estado en uso durante unos 20 años. Por lo general es un compresor axial, con los pistones dispuestos alrededor y paralelos al árbol de transmisión. Las válvulas unidireccionales en la cabeza del cilindro controlan el flujo de refrigerante dentro y fuera de cada cilindro. Dependiendo del diseño, los pistones son accionados por una placa oscilante o un plato oscilante. En un compresor de placa oscilante, los pistones están conectados a la placa con barras de empuje cortas. Un yugo angulado en el eje de transmisión hace que la placa se tambalee cuando el eje gira, accionando los pistones hacia adelante y hacia atrás en sus cilindros. (Gordon, 2005)

En un compresor de placa oscilante, la propia placa gira con el árbol de transmisión. Un cojinete en la parte inferior de cada pistón "se sujeta" alrededor del borde y se monta en cualquiera de las caras del plato oscilante. La placa se fija en un ángulo con el eje, por lo que gira, los pistones son forzados hacia adelante y hacia atrás en sus agujeros. El ángulo de la placa oscilante o de la placa oscilante determina la longitud de la carrera del pistón.

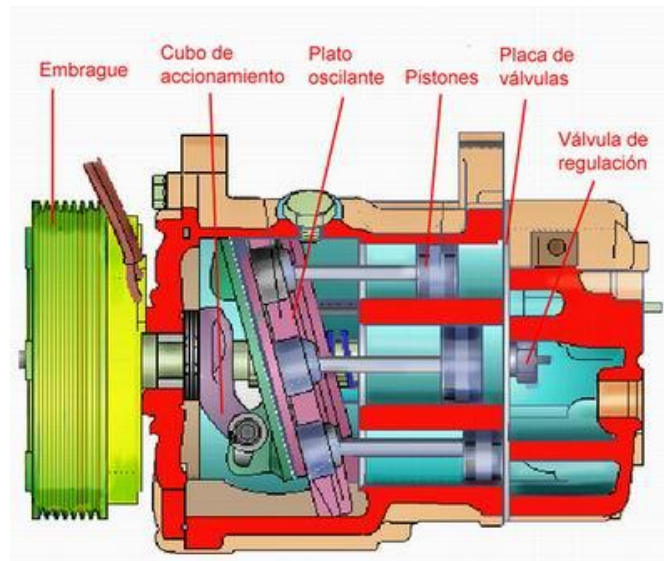


Figura 1-7. Compresor de carrera variable. (Gordon, 2005)

En un compresor de desplazamiento variable, se puede cambiar ese ángulo, que cambia la longitud de la carrera de los pistones y, por lo tanto, la cantidad de refrigerante desplazada en cada carrera. El ángulo se ajusta mediante resortes y articulaciones que se mueven longitudinalmente a lo largo del árbol de transmisión, y se controla con presión de refrigerante en la carcasa del compresor. Cuando la presión de la carcasa aumenta, la presión ejercida en la parte posterior de los pistones los mantiene "más altos" en sus taladros y más cerca de la culata. Esto acorta la carrera, reduciendo el desplazamiento. Cuando se reduce la presión de la carcasa, un muelle empuja la articulación de ajuste alejándose de la culata del cilindro, aumentando el ángulo de la placa y alargando la carrera del pistón para aumentar el desplazamiento. La presión de la carcasa se ajusta mediante una válvula de control con orificios y conductos que la conectan a las cámaras de aspiración (lado inferior) y descarga (lado alto) de la cabeza del compresor. Se utilizan dos tipos diferentes de válvulas de control. (Gordon, 2005)

La válvula mecánica tradicional tiene un diafragma sensible de presión sensible que detecta la presión baja. Cuando la temperatura de la cabina es cálida, la temperatura del evaporador aumenta, lo que aumenta la presión en el suelo. Esto empuja el diafragma, abriendo un puerto que aporta un poco de presión de la carcasa al lado de succión. La reducción de la presión de la carcasa aumenta la carrera del pistón, lo que aumenta el volumen de flujo de refrigerante a través del sistema. A medida que disminuye la temperatura del evaporador, también lo hace

la presión en el suelo. El diafragma "rebotes" para cerrar el puerto de ventilación del lado bajo y al mismo tiempo abrir un puerto que admite la presión del lado alto en la carcasa. Esto reduce la carrera del pistón y, por lo tanto, el volumen de flujo del refrigerante. Recuerde, cambiar el volumen de flujo no necesariamente cambia la presión. Alrededor de 2001, DENSO fue el primero en reemplazar la válvula de diafragma con una válvula solenoide y añadir sensores de temperatura y presión en el sistema de refrigerante. Esto permite que una computadora controle la válvula y ajuste el desplazamiento del compresor para controlar la temperatura del evaporador, en lugar de usar la temperatura del evaporador para controlar el desplazamiento. (Gordon, 2005)

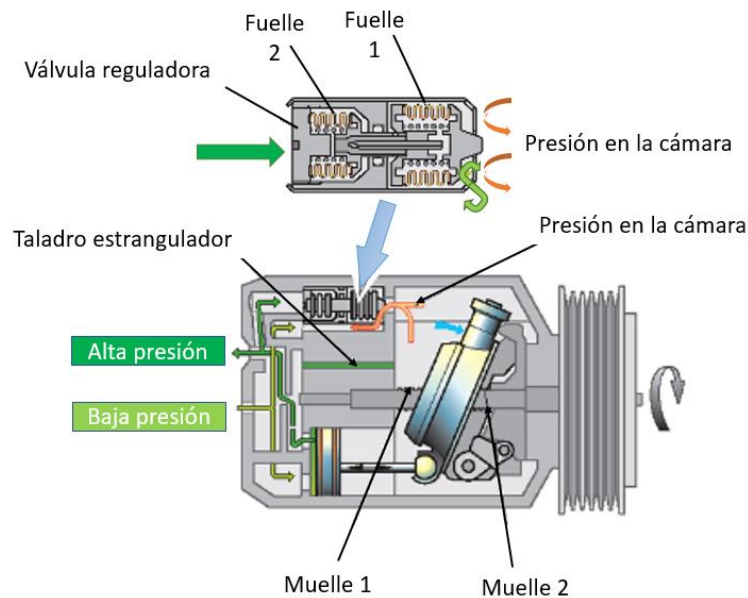


Figura 1-8. Esquema funcionamiento compresor (Gordon, 2005)

Hoy en día casi todos los fabricantes ofrecen compresores de desplazamiento variable controlados electrónicamente, y algunas aplicaciones no tienen embrague, lo que significa que el compresor se ejecuta cuando el motor está funcionando. La mayoría de los vehículos ya operan el compresor en cualquier momento en que el desempañador del parabrisas esté encendido, incluso en invierno. La válvula de control de desplazamiento electrónico facilita el funcionamiento del compresor de forma continua, ya que el desplazamiento puede reducirse más cerca de cero que con una válvula mecánica. El funcionamiento continuo mantiene los sellos lubricados, minimiza la acumulación de aceite y evita otros tipos de daños que resultan de largos períodos de inactividad. Además, con el sistema de A / C controlado

de acuerdo a la demanda de temperatura de la cabina en oposición a la demanda de temperatura del evaporador, se elimina la necesidad de recalentar el aire que ha sido enfriado por debajo de la temperatura solicitada. En última instancia, el compresor de desplazamiento variable de control electrónico pone menos carga en el motor, lo que mejora la economía de combustible hasta una media milla por galón. Y, por supuesto, el conductor nunca se sentirá el ciclo de embrague de A / C o la oleada de velocidad de ralentí que a veces lo acompaña. La válvula de control mecánica es barata y confiable, pero no proporciona el mismo control que la válvula electrónica. Finalmente, la mayoría de los sistemas de A / C usarán un compresor de desplazamiento variable controlado electrónicamente. (Gordon, 2005)

1.1.7.3 Efectos del aire acondicionado en el desempeño del motor de combustión interna

En los automóviles tradicionales, dirigidos por motores de combustión, la energía eléctrica auxiliar es necesaria para una variedad de funciones a bordo que van desde enfriamiento, iluminación y sistemas de seguridad cruciales para el sistema de entretenimiento de coches. En la mayoría de los Sistemas de Aire Acondicionado Automotrices, aunque el compresor es accionado directamente por el motor del automóvil, el ventilador del evaporador y el ventilador del condensador son conducidos por motores de corriente continua que demandan energía CC auxiliar. Además, la corriente continua también se utiliza para acoplar y desacoplar el embrague del compresor y para habilitar una serie de interruptores electrónicos, relés y sensores relacionados con el A/C. La energía eléctrica también se utiliza en el módulo de control del motor (ECM), bomba de combustible, inyectores de combustible, válvula de recirculación de gases de escape (EGR), válvula de solenoide de purga de cartucho, sensor de árbol de levas, calentadores de sensor de oxígeno, etc. Mencionado anteriormente es nominal y ocasional, el soplador del evaporador y el ventilador del condensador requieren un suministro sustancial de energía y que continuamente durante un período prolongado. El suministro de estas potencias auxiliares está garantizado por el propio motor a través de un sistema que contiene un alternador y una batería de almacenamiento. Este sistema también puede cuidar de algunas de las demandas de energía, incluso cuando el motor no está funcionando. (P. & K., 2017)

El accionamiento de elementos auxiliares del motor genera pérdidas mecánicas y en vehículos de aspiración natural a plena carga y régimen de giro de máxima potencia efectiva disminuye en un 15%. El trabajo mecánico demandado por los sistemas auxiliares es, en

general, creciente con el régimen de giro, la potencia absorbida por los elementos auxiliares depende de las características de diseño de cada elemento en muchos regímenes de trabajo por lo que su capacidad está sobredimensionada y su consumo energético puede ser superior a lo realmente necesario para cumplir su función debido a que las condiciones operativas están muy alejadas del punto de diseño óptimo del dispositivo. (Paity & Cueva, 2010)

En los dispositivos actuales para reducir este tipo de pérdidas accionan los auxiliares de forma discontinua, el compresor del sistema de aire acondicionado acciona con un motor eléctrico el mismo que cuenta con uno o más embragues entre él y el cigüeñal (Paity & Cueva, 2010).

El sistema de A/C tiene efectos profundos en la economía de combustible del vehículo, la mayoría de sistemas de A/C todavía está heurísticamente controlado y opera de manera ineficiente. Un análisis llevado a cabo en Renewable Energy Laboratory mostró que el uso de sistemas es equivalente al 5,5% del consumo de combustible de vehículos ligeros domésticos. (Quansheng & Marcello, 2015)

1.1.8 Intercambiadores de calor

La termodinámica trata de la cantidad de transferencia de calor a medida que un sistema pasa por un proceso de un estado de equilibrio a otro y no hace referencia a cuánto durará ese proceso. Pero en la ingeniería a menudo estamos interesados en la rapidez o razón de esa transferencia, la cual constituye el tema de la ciencia de la transferencia de calor. (Cengel Y. A., 2007)

Las distintas aplicaciones de la transferencia de calor requieren diferentes tipos de componentes y configuraciones del equipo para dicha transferencia. El intento de acoplar los accesorios para la transferencia de calor a cada tipo de necesidades, dentro de las restricciones específicas, ha conducido a numerosos tipos de diseños innovadores de intercambiadores de calor. (Cengel Y. A., 2007)

La transferencia de calor de un medio que se encuentra a baja temperatura hacia otro de temperatura alta requiere dispositivos especiales llamados refrigeradores. Este proceso se rige a la ley de conservación de la energía:

$$Q_g = Q_p$$

$$m_g * C_{p,g} * \Delta T_g = m_p * C_{p,p} * \Delta T_p \quad (1-8)$$

Donde:

$m \rightarrow$ masa

$C_p \rightarrow$ Calor específico a presión constante

$\Delta T \rightarrow$ Variación de temperatura

$g \rightarrow$ fluido que gana calor

$p \rightarrow$ fluido que pierde calor

1.1.9 Tipos de intercambiadores de calor

El tipo más simple de intercambiador de calor consta de dos tubos concéntricos de diámetros diferentes, como se muestra en la figura 1-9, llamado intercambiador de calor de doble tubo o tubos concéntricos. En un intercambiador de este tipo uno de los fluidos pasa por el tubo más pequeño, en tanto que el otro lo hace por el espacio anular entre los dos tubos. (Cengel Y. A., 2007)

En un intercambiador de calor de doble tubo son posibles dos tipos de disposición del flujo:

- **Intercambiador de flujo paralelo:** en este intercambiador los dos fluidos, el frío y el caliente, entran en el intercambiador por el mismo extremo y se mueven en la misma dirección como se muestra en la figura 1-9 (a).
- **Intercambiador de contraflujo:** en este intercambiador los fluidos entran en el intercambiador por los extremos opuestos y fluyen en direcciones opuestas como se muestra en la figura 1-9 (b).

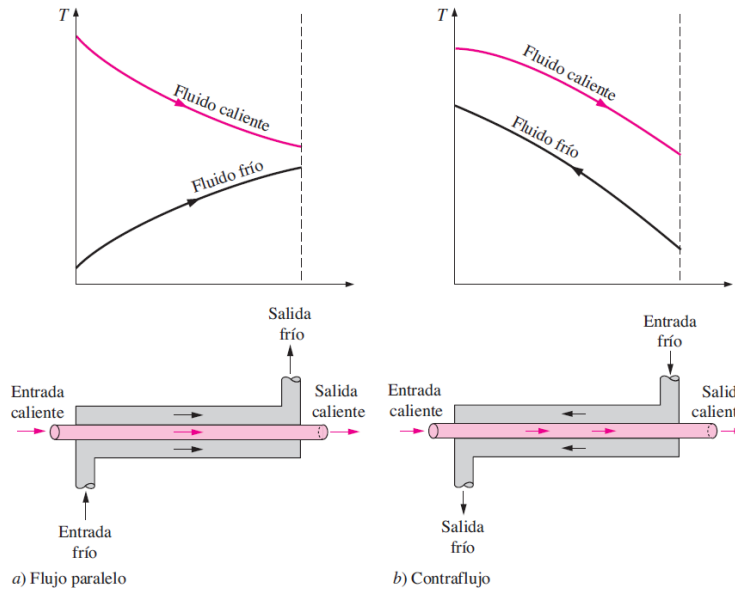


Figura 1-9. Diferentes regímenes de flujo y perfiles asociados de temperaturas en un intercambiador de calor de doble tubo. (Cengel, 2007)

Una característica fundamental del intercambiador de contraflujo es que maximiza el intercambio calor con una menor área.

En un intercambiador la transferencia de calor suele comprender convección en cada uno de los fluidos y conducción a través de la pared que los separa. En el análisis de los intercambiadores de calor resulta conveniente trabajar con un coeficiente total de transferencia de calor U o una resistencia térmica total R expresada como:

$$\frac{1}{UA_S} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R = \frac{1}{h_i A_i} + R_{pared} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (1-9)$$

en donde los subíndices i y o se refieren a las superficies interior y exterior de la pared que separa los dos fluidos, respectivamente (Cengel Y. A., 2007). Cuando el espesor de la pared del tubo es pequeño y la conductividad del material de tubo es elevada, la última relación se simplifica para quedar:

$$\frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \quad (1-10)$$

en donde $U \approx U_i \approx U_o$ (Cengel Y. A., 2007). Los efectos de la incrustación tanto sobre la superficie interior como sobre la exterior de los tubos de un intercambiador de calor se pueden tomar en cuenta por medio de:

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R$$

$$= \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{f,i}}{A_i} + \frac{\ln D_o/D_i}{2\pi k L} + \frac{R_{f,o}}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (1-11)$$

en donde $A_i = \pi D_i L$ y $A_o = \pi D_o L$ son las áreas de las superficies interior y exterior y $R_{f,i}$ y $R_{f,o}$ son los factores de incrustación en esas superficies. (Cengel Y. A., 2007)

En un intercambiador bien aislado la razón de la transferencia de calor desde el fluido caliente es igual a la razón de la transferencia de calor hacia el fluido frío; es decir,

$$\dot{Q} = \dot{m}_c c_{pc} (T_{c,sal} - T_{c,ent}) = C_c (T_{c,sal} - T_{c,ent})$$

Y

$$\dot{Q} = \dot{m}_h c_{ph} (T_{h,ent} - T_{h,sal}) = C_h (T_{h,ent} - T_{h,sal}) \quad (1-12)$$

en donde los subíndices c y h se refieren a los fluidos frío y caliente, respectivamente, y el producto del gasto de masa y del calor específico del fluido, $\dot{m}c_p$ se llama *razón de capacidad calorífica*. De los dos métodos usados en el análisis de los intercambiadores de calor, el de la diferencia media logarítmica de temperatura (LMTD) es el más adecuado para determinar el tamaño de un intercambiador cuando se conocen todas las temperaturas de entrada y salida. El método de la *efectividad-NTU* es el más adecuado para predecir las temperaturas de salida de las corrientes de los fluidos caliente y frío en un intercambiador específico. (Cengel Y. A., 2007)

En el método de la LMTD, la razón de la transferencia de calor se determina a partir de:

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T_{ml} \quad (1-13)$$

en donde

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \quad (1-14)$$

es la diferencia media logarítmica de temperatura, la cual es la forma apropiada de la diferencia de temperatura promedio para usarse en el análisis de los intercambiadores. En este caso, ΔT_1 y ΔT_2 representan las diferencias de temperatura entre los dos fluidos en los dos extremos (de entrada y de salida) del intercambiador. (Cengel Y. A., 2007)

Para los intercambiadores de flujo cruzado y de tubos y coraza de pasos múltiples la diferencia de temperatura media logarítmica está relacionada con la correspondiente al contraflujo $\Delta T_{ml,CF}$ como:

$$\Delta T_{ml} = F \Delta T_{ml,CF} \quad (1-15)$$

en donde F es el *factor de corrección*, que depende de la configuración geométrica del intercambiador y de las temperaturas de entrada y salida de las corrientes de los fluidos caliente y frío. (Cengel Y. A., 2007)

La *efectividad* de un intercambiador de calor se define como:

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{\dot{Q}}{Q_{max}} \\ &= \frac{\text{Razón de la transferencia de calor real}}{\text{Razón máxima posible de la transferencia de calor}} \end{aligned} \quad (1-16)$$

En donde

$$\dot{Q}_{m\acute{a}x} = C_{m\acute{i}n}(T_{h.ent} - T_{c.ent}) \quad (1-17)$$

y $C_{m\acute{i}n}$ es la menor de $C_h = \dot{m}_h c_{ph}$ y $C_c = \dot{m}_c c_{pc}$. La efectividad de los intercambiadores se puede determinar a partir de diversas relaciones y diagramas. (Cengel Y. A., 2007)

1.2 Marco legal vigente

La investigación se realizó en la ciudad de Riobamba en el laboratorio de aires acondicionados de la ESPOCH, y se basa en el Protocolo de Kyoto, Protocolo de Montreal, las norma INEN 2203 e INEN 2204.

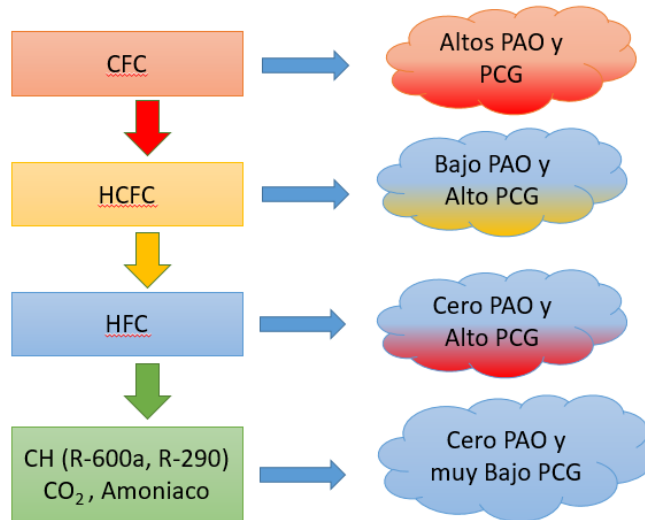


Figura 1-10. Sustancias refrigerantes y sus efectos en el medio ambiente

Fuente: Autor

Tanto el Protocolo de Montreal (1987) como el Protocolo de Kyoto (1997) presentan una lista de HFC como los principales peligros para la capa de ozono o Potencial de Agotamiento de Ozono (PAO) y el Potencial de Calentamiento Global (PCG), incluyendo los átomos de cloro. Estas sustancias se combinan continuamente entre sí y provocan la separación de las moléculas de ozono estratosférico y la erosión a largo plazo.

En la norma INEN 2203 se establece el método de ensayo para determinar la concentración de las emisiones provenientes del sistema de escape de vehículos equipados con motor de encendido por chispa, en condiciones de marcha mínima o "ralenti" y se aplica a los vehículos cuyo combustible es gasolina. (INEN, 2000)

En la norma INEN 2204 establece los límites permitidos de emisiones de contaminantes producidas por fuentes móviles terrestres (vehículos automotores) de gasolina, en donde es importante tener el tiempo necesario para que el vehículo alcance la temperatura normal de operación en condiciones de marcha mínima o ralenti. Para las fuentes móviles equipadas con electro ventilador, es el período que transcurre entre el encendido del ventilador del sistema de enfriamiento y el momento en que el ventilador se detiene, así como establece el ciclo de prueba que es una secuencia de operaciones estándar a las que es sometido un vehículo automotor o un motor, para determinar el nivel de emisiones que produce. (INEN, 2002)

En la tabla 1-1 se muestra los valores máximos permitidos en cuanto a monóxido de carbono y a hidrocarburos para un vehículo a gasolina en marcha mínima o ralentí o también conocida como pruebas estáticas y toda fuente móvil de gasolina que se importe o se ensamble en el país no podrá emitir al aire monóxido de carbono (CO), hidrocarburos (HC), óxidos de nitrógeno (NOx) y emisiones evaporativas, en cantidades superiores a las indicadas en la tabla 1-2. (INEN, 2002)

Tabla 1-1. Límites máximos de emisiones permitidos para fuentes móviles con motor de gasolina. Marcha mínima o ralentí (prueba estática). (INEN, 2002)

Año modelo	% CO*		ppm HC*	
	0 - 1 500 **	1 500 - 3 000 **	0 - 1 500 **	1 500 - 3 000 **
2000 y posteriores	1,0	1,0	200	200
1990 a 1999	3,5	4,5	650	750
1989 y anteriores	5,5	6,5	1 000	1 200

* Volumen
 **Altitud = metros sobre el nivel del mar (msnm).

Tabla 1-2. Límites máximos de emisiones para fuentes móviles con motor de gasolina (prueba dinámica) a partir del año modelo 2000 (ciclos americanos) (INEN, 2002)

Categoría	Peso bruto del vehículo kg	Peso del vehículo cargado kg	CO g/km	HC g/km	NOx g/km	CICLOS DE PRUEBA	Evaporativas g/ensayo SHED
						PRUEBA	g/ensayo SHED
Vehículos Livianos			2,10	0,25	0,62	FTP - 75	2
Vehículos Medianos	=< 3 860	=< 1 700	6,2	0,5	0,75		2
		1 700 - 3 860	6,2	0,5	1,1		2
Vehículos Pesados**	> 3 860 =		14,4	1,1	5,0	Transiente pesado	3
	< 6 350						
	> 6 350		37,1	1,9	5,0		4

* prueba realizada a nivel del mar
 ** en g/bHP-h (gramos/brake Horse Power-hora)

1.3 Definición de Términos Básicos

Para mejorar el entendimiento de la presente investigación se necesita definir términos y palabras importantes para permitir al lector comprender el nivel de la necesidad de la investigación, el estudio realizado y la prospectiva que se pretende alcanzar para mejorar la calidad de vida de las personas.

- GASTO, FLUJO O CAUDAL MÁSIICO (\dot{m}): es la masa de refrigerante que circula por las cañerías por segundo. El flujo másico que entra y sale del sistema funciona como un mecanismo adicional de transferencia de energía. Cuando entra masa a un

sistema, la energía de éste aumenta debido a que la masa lleva consigo energía (de hecho, la masa es energía). (Cengel, 2007)

- **PRESIÓN (P):** Se define como la fuerza normal que ejerce un fluido por unidad de área. Se habla de presión sólo cuando se trata de gas o líquido, mientras que la contraparte de la presión en los sólidos es el esfuerzo normal. (Cengel, 2007)
- **ENTALPÍA (h):** Es una magnitud termodinámica que indica la cantidad de energía que un sistema intercambia con su entorno. (Cengel, 2007)
- **ENTROPÍA (s):** Es una propiedad extensiva, por lo tanto, la entropía total de un sistema es igual a la suma de las entropías de las partes del sistema. Un sistema aislado puede estar compuesto de cualquier número de subsistemas. (Cengel, 2007)
- **TASA DE REFRIGERACIÓN (T):** Es el trabajo que realiza un sistema de refrigeración respecto a la temperatura del habitáculo del conductor que se desea descender.

$$T = \dot{m} x (h_1 - h_4) \quad (I-18)$$

- **CALOR (Q):** Se define como la forma de energía que se transfiere entre dos sistemas (o entre un sistema y el exterior) debido a una diferencia de temperatura.
- **CONVECCIÓN:** constituye el mecanismo de transferencia de calor a través de un fluido, en presencia de un movimiento masivo de éste. (Cengel Y. A., 2007)
- **CONDUCCIÓN:** constituye el mecanismo de transferencia de calor a través de un sólido o fluido en reposo. (Cengel Y. A., 2007)
- **CALOR ESPECÍFICO:** se define como la energía requerida para elevar en un grado la temperatura de una unidad de masa de una sustancia. (Cengel Y. A., 2007)
- **CALOR ESPECÍFICO A VOLUMEN CONSTANTE (C_v):** Se puede concebir como la energía requerida para elevar en un grado la temperatura de una unidad de masa de una sustancia mientras el volumen se mantiene constante. (Cengel Y. A., 2007)
- **CALOR ESPECÍFICO A PRESIÓN CONSTANTE (C_p):** Se puede concebir como la energía requerida para elevar en un grado la temperatura de una unidad de masa de una sustancia mientras la presión se mantiene constante. (Cengel Y. A., 2007)
- **CALOR LATENTE:** Es la energía interna asociada con el cambio de fase de un sistema, es decir de sólido a líquido (calor de fusión) o de líquido a gaseoso (calor de vaporización). (Cengel Y. A., 2007)

- **CALOR SENSIBLE:** Es aquel que recibe un cuerpo o un objeto y hace que aumente su temperatura sin afectar su estructura molecular y por lo tanto su estado. (Cengel Y. A., 2007)
- **RAZÓN DE CAPACIDAD CALORÍFICA:** La razón de capacidad calorífica de una corriente de fluido representa la velocidad de la transferencia de calor necesaria para cambiar la temperatura de esa corriente en 1°C conforme fluye por el intercambiador de calor. (Cengel Y. A., 2007)
- **MONÓXIDO DE CARBONO (CO):** Es una de las especies contaminantes mas importantes en procesos de combustión en los cuales, localmente pueden darse condiciones de mezcla rica (esto puede ocurrir en sistemas de combustión que trabajen con mezclas estequiométricas o ricas, como los motores de gasolina, o bien en sistemas que utilicen mezclas pobres pero las condiciones de mezcla sean bastante heterogéneas, como los motores Diesel). El CO emitido es incoloro e inodoro y es letal en bajas dosis debido a que se combina con la hemoglobina de la sangre más rápidamente que el oxígeno y reduce la capacidad de la misma para transportar oxígeno. (Paity & Cueva, 2010)
- **HIDROCARBUROS NO QUEMADOS (HC):** Los hidrocarburos sin quemar se emiten, principalmente, como consecuencia de la combustión incompleta del combustible y, por tanto, su composición resulta extremadamente heterogénea. (Paity & Cueva, 2010)
- **ÓXIDOS DE NITRÓGENO (NO_x):** Por NO_x se designa de forma genérica a los óxidos de nitrógeno, mayoritariamente NO y NO₂. En motores se forma principalmente óxido nítrico (NO), (su cinética química es dominante frente a la del NO₂) aunque, en algunos casos, aparece una cantidad apreciable de NO₂ debido a la conversión de NO a NO₂ en zonas de baja temperatura y cantidad de O₂ importante, entre los principales efectos que se tiene con los NO_x es que son uno de los principales responsables de la lluvia acida y potencialmente productores de smog fotoquímico. El dióxido de nitrógeno, de olor penetrante y color marrón rojizo, puede irritar los pulmones y reducir su resistencia a enfermedades infecciosas si el nivel excede de 600 mg/m³.

El monóxido de nitrógeno participa en la reducción de ozono en la estratosfera facilitando así el paso de la radiación solar ultravioleta hasta la superficie terrestre. (Paity & Cueva, 2010)

1.4 Conclusiones del capítulo

A partir de la investigación bibliográfica se logró caracterizar el ciclo de refrigeración conociendo los pormenores del mismo y sugerir las mejoras para el sistema.

Se determinó que coeficiente de desempeño depende de las propiedades internas del fluido tanto en su presión como en su temperatura.

Se determinó que la eficiencia isentrópica del compresor depende de su calidad de operación al incrementar la presión del fluido.

CAPITULO II: METODOLOGÍA

En el presente capítulo se especifica la metodología que se ocupó para realizar la investigación, se determinó las variables dependientes como las independientes, el tipo de investigación, el diseño empleado en la investigación, el diseño de experimentos, así como las técnicas e instrumentos que se necesitaron para cumplir con los objetivos planteados con el afán de incrementar el coeficiente de desempeño del ciclo de refrigeración.

2.1 Modalidad de la investigación

La modalidad de la investigación es experimental, tomando como base el ciclo de refrigeración, los sistemas de refrigeración automotriz donde se identificaron los elementos para la utilización de intercambiadores de calor.

La presente investigación posee un análisis bibliográfico amplio de artículos científicos, textos, módulos, manuales técnicos, manuales de servicio y paginas internet relacionadas al tema.

2.2 Tipo de investigación

A. Descriptiva:

Se realizará investigación descriptiva al recolectar información relacionada con los valores de temperatura, presión, caudal, coeficiente de desempeño.

B. Experimental:

Se toma en cuenta la variable independiente referente a los intercambiadores de calor y se realizan experimentos y su vínculo con la variable dependiente que es el coeficiente de desempeño.

C. Método Bibliográfico

La recopilación bibliográfica de documentos, libros, revistas, etc. es muy importante dentro de la investigación a realizarse, por lo que el método bibliográfico juega un papel preponderante en este análisis.

2.2.1 Operacionalización de variables

Tabla 2-1. Variable independiente: Intercambiadores de calor.

Concepto	Categoría	Indicadores	Item	Técnicas	Instrumentos
Dispositivo diseñado para transferir calor entre dos medios separados por un separador que se encuentra en contacto	Portadores energéticos	Flujo másico del refrigerante	kg/s	Medición	Flujómetro
		Presión	KPa	Medición	Sensor de presión
		Temperatura	°C	Medición	Sensor de temperatura
	Dimensión parámetros	Área de transferencia de calor	m ²	Cálculo	Ecuaciones

Fuente: Autor

Tabla 2-2. Variable dependiente: Coeficiente de desempeño COP.

Concepto	Categoría	Indicadores	Item	Técnicas	Instrumentos
El COP es la medida de su eficiencia en utilizar la energía gastada en el compresor, relacionando la energía absorbida durante la evaporación.	Portadores energéticos	Δ Presión	KPa	Medición	Sensor de presión
		Entalpía	KJ/Kg	Diagrama presión entalpía	Simulación Software EES
		Δ Temperatura	°C	Medición	Sensor de temperatura
	Dimensión parámetros	Potencia del compresor	Kw	Cálculos	Ecuaciones

Fuente: Autor

2.3 Diseño de la investigación

El diseño de la investigación está enfocado de forma experimental con el fin de disminuir 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

caracteriza 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.

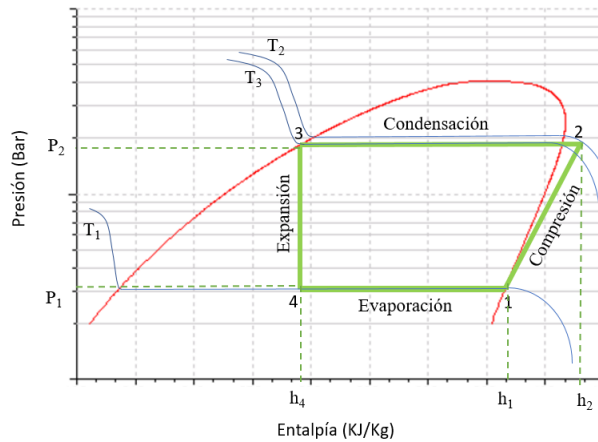


Figura 2-1. Diagrama presión – entalpía ciclo normal

Fuente: Autor

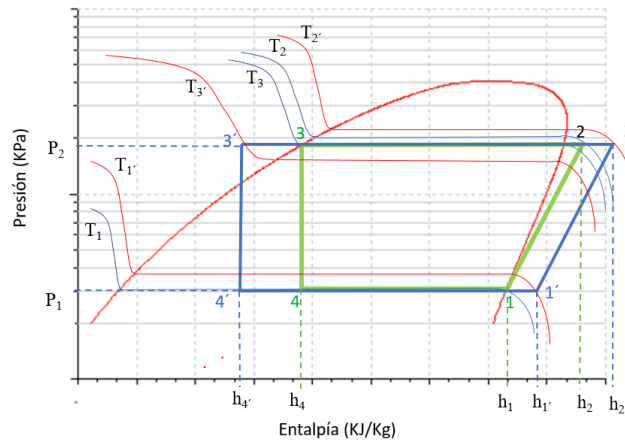


Figura 2-2. Diagrama presión – entalpía isoterma

Fuente: Autor

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.

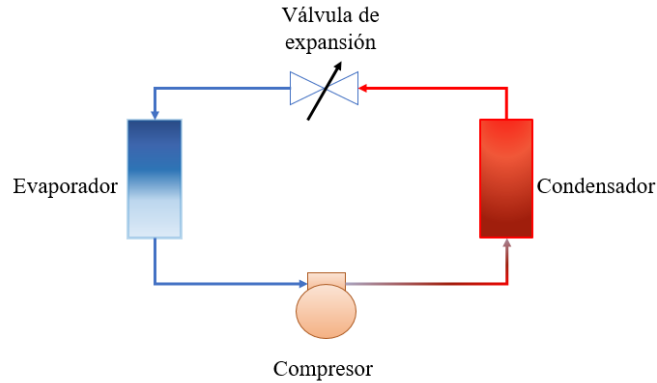


Figura 2-3 Componentes sistema de refrigeración

Fuente: Autor

En la figura 2-3 representa la línea de alta presión (color rojo) y la línea de baja presión (color azul), así como los componentes básicos del sistema A/C antes de acoplar el intercambiador de calor entre los sistemas de alta y baja presión.

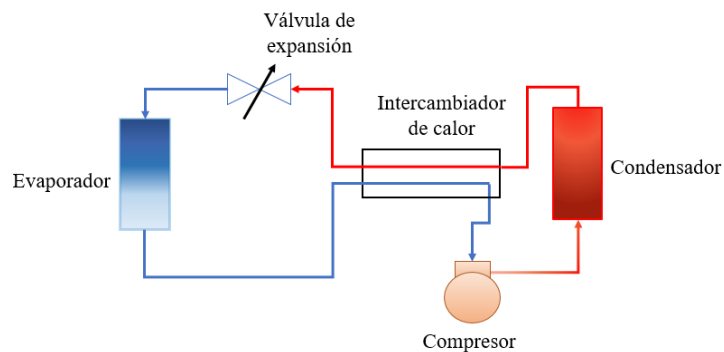


Figura 2-4. Sistema de aire acondicionado con intercambiador de calor

Fuente: Autor

En la figura 2-4, se aprecia los componentes del sistema de A/C incorporando el intercambiador de calor observando la interacción de la línea de alta y baja presión, logrando con esto la variación de la entalpía, en la figura 2-5 se observa la interacción del intercambiador de calor en el diagrama presión entalpía, identificando por código de colores la diferencia de temperaturas.

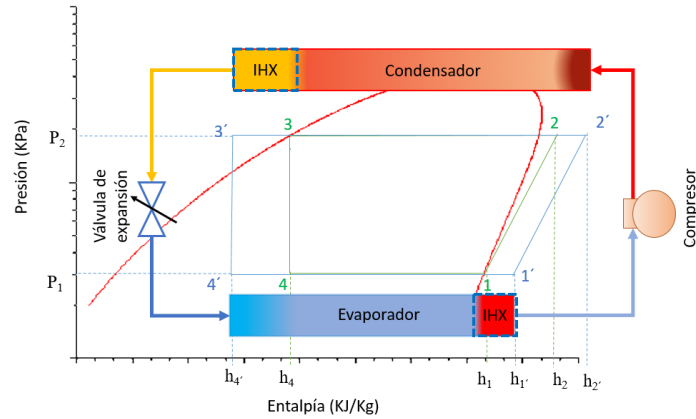


Figura 2-5. Diagrama P vs h con interacción de intercambiador de calor

Fuente: Autor

2.3.1 Banco de pruebas experimentales

Las pruebas experimentales para la caracterización del ciclo de refrigeración se las realizo 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 2-6. Banco de pruebas de aires acondicionados

Fuente: Autor

2.3.1.1 Sensor de presión (circuito de baja presión)

Los sensores determinados para la recopilación de datos del circuito de baja presión es el transmisor de presión de tipo HR-PTM300 y es uno de los más aplicados para la medición de aire y líquido.



Figura 2-7. Sensor transmisor de presión HR-PTM300

Fuente: Autor

Este sensor se encuentra en los tres puntos de baja presión del banco de pruebas como se puede observar en la figura 2-8, y sus especificaciones técnicas en la tabla 2-3, brindando la oportunidad de recopilar los datos de presión a la salida de los puntos críticos para la investigación.

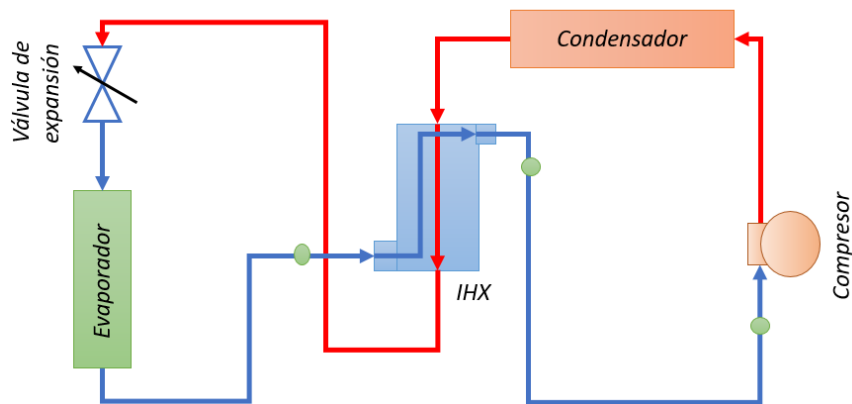


Figura 2-8. Ubicación de sensores de baja presión

Fuente: Autor

Tabla 2-3. Especificaciones técnicas sensor HR-PTM300

Detalle	Característica
Rango de presión	400kpa
Referencia de presión	Presión del manómetro
Sobrepresión	300% F.S. (70kPa)
Precisión (incluyendo linealidad, Histéresis y repetitividad)	± 0,5% F.S. (Típico)
Temperatura compensada	De -20 a 80 °C (típico)
Temp. de funcionamiento	De -20 a 85°C
Temp. de almacenamiento	De 40 a 125°C
Temp. Cero. Coeficiente	±0.03%F.S./°C
Estabilidad a largo plazo	≤0.2%F.S./year

Fuente: (Lemore, 2017)

2.3.1.2 Sensor de presión (circuito de alta presión)

Los sensores determinados para la recopilación de datos del circuito de alta presión es el sensor de presión de tipo HK-1100C y es uno de los más aplicados para la medición de en la industria.



Figura 2-9. Sensor transmisor de presión HK-1100C

Fuente: Autor

Este sensor se encuentra en los tres puntos de alta presión del banco de pruebas como se puede observar en la figura 2-10 y sus especificaciones técnicas en la tabla 2-4, brindando la oportunidad de recopilar los datos de presión a la salida de los puntos críticos para la investigación.

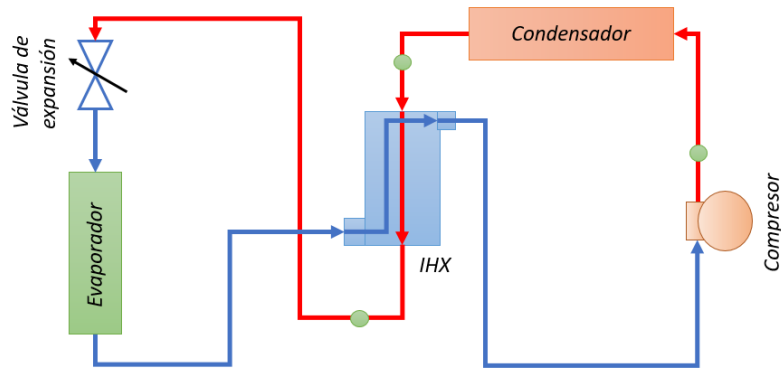


Figura 2-10. Ubicación de sensores de baja presión

Fuente: Autor

Tabla 2-4. Especificaciones técnicas sensor HK-1100C

Detalle	Característica
Rango de presión	1.7 Mpa
Referencia de presión	Presión Absoluta
Sobrepresión	2.4 MPa
Precisión (incluyendo linealidad, Histéresis y repetitividad)	$\pm 0,5\%$ F.S. (Típico)
Temp. compensada	De -20 a 90 °C (típico)
Temp. de funcionamiento	De -20 a 120°C
Temp. de almacenamiento	De -40 a 125°C
Temp. Cero. Coeficiente	± 1.5 F.S.O
Tiempo de respuesta	2.0 ms

Fuente: (SOLIDROP, 2016)

2.3.2 Sensor de temperatura

Los sensores determinados para la recopilación de datos del circuito de alta y baja presión son los sensores de NTC-10k, el mismo que es un termistor que al aumentar la temperatura, razón por la que también aumenta sus componentes internos, motivo por el cual su resistencia es menor.



Figura 2-11. Sensor de temperatura NTC-10K

Fuente: Autor

Este sensor se encuentra en los tres puntos de alta presión y en los tres puntos de alta presión del banco de pruebas como se puede observar en la figura 2-12 y sus especificaciones técnicas en la tabla 2-5, brindando la oportunidad de recopilar los datos de presión a la salida de los puntos críticos para la investigación.

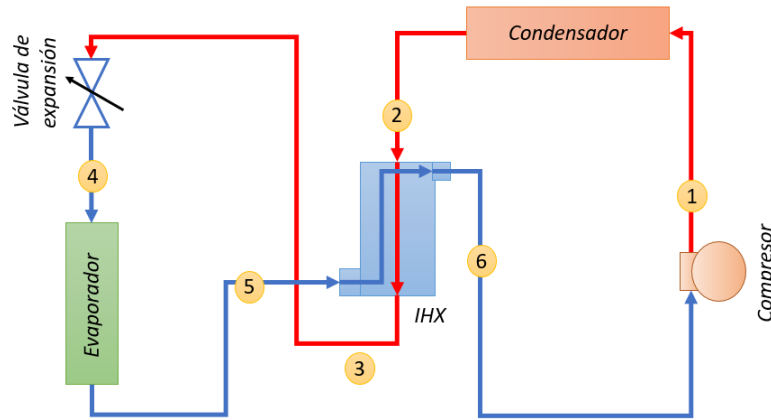


Figura 2-12. Ubicación de sensores de temperatura

Fuente: Autor

Tabla 2-5. Especificaciones técnicas sensor NTC-10K

Detalle	Característica
Rango de Temperatura	De -30°C a120°C
Temp. de funcionamiento	De -30 a 120°C
Tiempo de respuesta	2.0 ms

Fuente: (EPCOS, 2017)

Sin embargo, existe la posibilidad de la presencia de fugas en el sistema, así como la presencia de temperaturas externas no controladas, por lo que se ha optado como solución

para minimizar estos problemas la implementación de uniones soldadas, roscadas o juntas de rápida conexión.

2.3.3 Compresor

El compresor que se utilizara en el banco de pruebas es un compresor de carrera variable, el mismo que tiene las siguientes características técnicas:

Tabla 2-6. Especificaciones técnicas del compresor

Característica	Métrica
Tornillos	32mm diámetro
Carrera de pistón	30.45mm
Número de cilindros	7
Desplazamiento del pistón	171.4 $\frac{\text{cc}}{\text{rev}}$
Máxima velocidad controlada	9000 rpm
Mínima velocidad	700 rpm
Voltaje de operación	8.0-13.5 V
Consumo de energía	35 W (Nominal)
Banda	Poly V6 Groove
Diámetro de polea	11.4 mm
Rango de presión operativa	48KPa a 3400 KPa
Rango de operación de temperatura	-40°C a 120°C
Primera velocidad	1750 rpm
Segunda velocidad	1805 rpm

Fuente: Autor

2.4 Caracterización del ciclo de refrigeración

Para la caracterización del sistema normal del aire acondicionado se establecen los valores tanto de presión como de temperatura medidos a las salidas del compresor, condensador y evaporador, para posteriormente realizarla incorporando ya el intercambiador de calor, con valores medidos a las entradas y salidas del intercambiador y de esta manera lograr predecir los rangos de operación y verificar el incremento del COP.

2.4.1 EES (Engineering Equation Solver)

El EES es un programa que resuelve en forma numérica sistemas de ecuaciones algebraicas o diferenciales, lineales o no lineales, tiene una gran biblioteca de funciones integradas de propiedades termodinámicas, así como funciones matemáticas, y permite al usuario proveer datos de propiedades adicionales. (Cengel, 2007)



Figura 2-13. Software de caracterización del ciclo de refrigeración

Fuente: (Cengel Y. A., 2007)

2.4.2 Minitab

El software Minitab es una herramienta estadística diseñada para ejecutar funciones estadísticas básicas y avanzadas, el mismo que nos ayuda para el diseño de experimentos efectivo para luego analizar los resultados aplicando métodos estadísticos y sacar conclusiones basados en los datos recopilados.



Figura 2-14. Software de análisis estadístico.

Fuente: (Minitab Inc., 2017)

2.5 Diseño de experimento

El diseño de experimento (DOE) es una técnica estadística que se basa en organizar y diseñar una serie de experimentos de forma que con el mínimo número de pruebas se consiga extraer información útil para obtener conclusiones que permitan optimizar la configuración de un proceso o producto. (Bernal, 2017)

Para realizar el diseño de experimentos se utilizó el software Minitab, el mismo que simplifica el proceso para que cumpla con las expectativas utilizando un mínimo número de experimentos o pruebas.

Lo primero que se realizó es determinar el número de factores y sus niveles, como se muestra en la tabla 2-7.

Tabla 2-7. Factores y niveles DOE.

<i>FACTOR</i>	<i>NIVEL</i>	
<i>Geometría A</i>	Velocidad 1	Velocidad 2
<i>Geometría B</i>	Velocidad 1	Velocidad 2
<i>Geometría C</i>	Velocidad 1	Velocidad 2

Fuente: Autor

Siendo la geometría de los intercambiadores diferenciados por los volúmenes de la zona de alta presión (volumen líquido) y la zona de baja presión (volumen gas) como se muestra en la tabla 2-8.

Tabla 2-8. Geometría y volúmenes.

<i>GEOMETRÍA</i>	<i>VOLUMEN LÍQUIDO</i> (<i>mm</i> ³)	<i>VOLUMEN GAS</i> (<i>mm</i> ³)
<i>A</i>	43 707,88	120 637,16
<i>B</i>	51 660,55	140 743,35
<i>C</i>	58 449,34	160 849,54

Fuente: Autor

El objetivo del diseño de los experimentos es trabajar con cada uno de los factores en las dos velocidades distintas, es decir que se llevara a cabo un experimento por cada factor. Utilizando el software se logra determinar el diseño factorial de tres factores y dos niveles con tres replicas dando un total de dieciocho corridas o experimentos aleatorios. Los experimentos se los realiza de forma aleatoria con el fin de no confundir el efecto del experimento con el factor y la estimación del último factor y su nivel.

Diseño factorial de múltiples niveles			
Factores:	2	Réplicas:	3
Corridas base:	6	Total de corridas:	18
Bloques base:	1	Total de bloques:	1
Número de niveles: 3; 2			

Figura 2-15. Diseño Factorial DOE.

Fuente: Minitab

Los experimentos se realizaron de acuerdo al diseño experimental, tres corridas con el sistema de aire acondicionado normal en velocidad uno y tres más en velocidad dos, con el fin de recopilar los datos de temperatura y presión en cada uno de los puntos críticos del sistema, los mismos que serán tomados por una duración de seis minutos cada corrida.

Posteriormente se realizó de acuerdo al diseño experimental dieciocho corridas con el sistema de aire acondicionado incorporando el intercambiador de calor en velocidad uno y dieciocho corridas más en velocidad dos, con el fin de recopilar los datos de temperatura y presión en cada uno de los puntos críticos del sistema, los mismos que serán tomados en las mismas condiciones que en las corridas del sistema en condiciones normales.

2.6 Conclusiones de capítulo

Se determinó la modalidad que se aplicó en el desarrollo de la investigación, así como la operalización de las variables dependientes como independientes, determinando las técnicas e instrumentos que se ocuparon para el desarrollo y éxito de la presente investigación.

Se determinó el procedimiento para realizar las pruebas mediante el diseño de experimentos por medio del software Minitab con un diseño multifactorial de tres factores y dos niveles.

CAPÍTULO III: RESULTADOS EXPERIMENTALES Y OBTENCIÓN DE PARÁMETROS DEL PROCESO DE REFRIGERACIÓN

En este capítulo se realiza la caracterización experimental del ciclo normal del sistema de refrigeración automotriz, así como los efectos de la variación de la temperatura en el coeficiente de desempeño del ciclo de refrigeración.

3.1 Caracterización del ciclo normal

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 3-1. Valores de presión y temperatura en primera velocidad

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

Fuente: Autor

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 3-2. Valores de presión y temperatura en segunda velocidad

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

Fuente: Autor

3.1.1 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:

$$\delta = \frac{\dot{m}}{V}$$
$$\dot{m} = \delta \times V \quad (3-1)$$

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])
```

Figura 3-1. Código de cálculo de la densidad ciclo normal

Fuente: Autor

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 la siguiente tabla.

Tabla 3-3. Densidad y flujo másico ciclo normal

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

Fuente: Autor

3.1.2 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.

"Datos"	
"Estado 1 entrada compresor"	
t[1]= -5,6 [C]	"Temperatura punto 1 medida"
p[1]= 165 [kPa]	"Presion punto 1 medida"
"Estado 2 entrada del condensador"	
t[2]= 60,7 [C]	"Temperatura punto 2 medida"
p[2]= 1129,8 [kPa]	"Presion punto 2 medida "
"Estado 3 entrada a la valvula de expansion"	
t[4]= 24,47 [C]	"Temperatura punto 3 medida"
p[4]= 734,88 [kPa]	"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 3-2. Datos ciclo normal EES

Fuente: Autor

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 3-3. Cálculos entalpías y entropías EES

Fuente: Autor

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 3-4. Entalpía y entropía primera velocidad ciclo normal

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

Fuente: Autor

Tabla 3-5. Entalpía y entropía segunda velocidad ciclo normal

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

Fuente: Autor

3.1.3 Cálculo del COP 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:

```

T=m*(h[1]-h[5])
W= m*(h[2]-h[1])

"Datos para calcular la eficiencia del compresor"

s[3]=s[1]
p[3]=p[2]

"Entropia en 2s"
"Presion en 2s"

"Puntos necesarios para cerrar el ciclo"

p[6]=p[1]
s[6]=s[1]
t[6]=t[1]
h[6]=h[1]

Ns=(h[3]-h[1])/(h[2]-h[1])*100

COP=T/W
  
```

Figura 3-4 Cálculos COP y η_c en EES.

Fuente: Autor

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

Tabla 3-6. COP y eficiencia isentrópica primera y segunda velocidad ciclo normal

Velocidad	COP	Ns
Primera	3,477	90,77
Segunda	3,853	99,13

Fuente: Autor

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 3-7. Tasa de refrigeración y potencia del compresor primera y segunda velocidad ciclo normal

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

Fuente: Autor

3.2 Efectos de la variación de temperatura en el COP

Como se explica anteriormente la variación de la temperatura tanto en la entrada del compresor como a la entrada de la válvula de expansión determinan el aumento del coeficiente de desempeño, los mismos que se valoraron para determinar su comportamiento.

3.2.1 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.

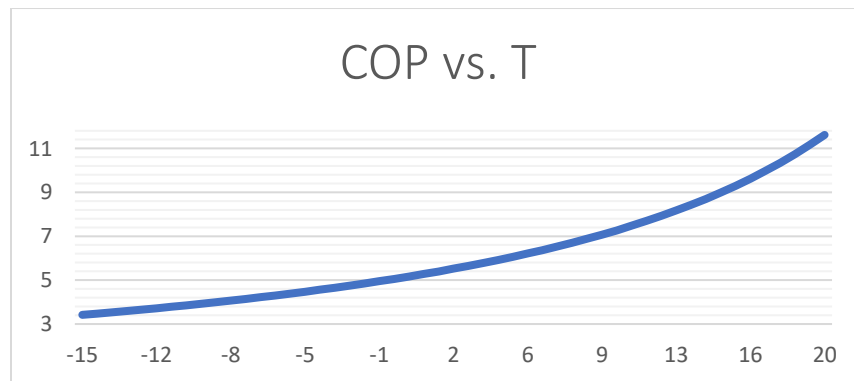


Figura 3-5. Variación COP vs. T entrada del compresor

Fuente: Autor

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.

3.2.2 Variación de temperatura en la entrada de la válvula de expansión.

A continuación, se procede a determinar el comportamiento del COP en cuanto a la disminución de temperatura en la entrada de la válvula de expansión.

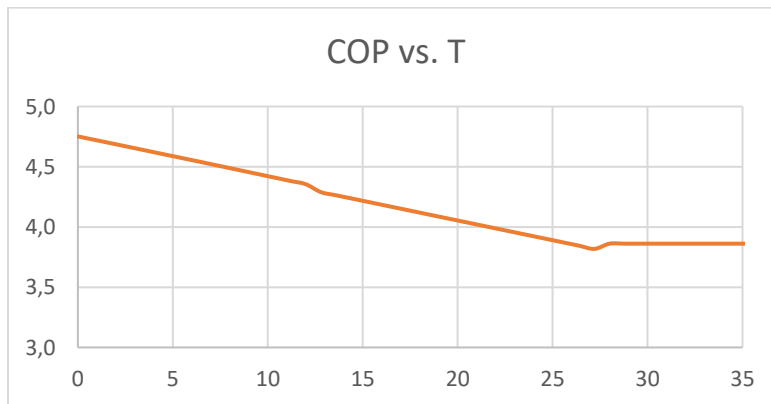


Figura 3-6. Variación COP vs. T entrada válvula de expansión

Fuente: Autor

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.

3.3 Conclusiones del capítulo

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%.

CAPÍTULO IV: INCORPORACIÓN DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA AUMENTAR EL COEFICIENTE DE DESEMPEÑO EN EL CICLO DE REFRIGERACIÓN

4.1 Introducción

En el presente capítulo se procede a la caracterización del ciclo de refrigeración con la incorporación de los intercambiadores de calor, así como el cálculo del coeficiente de desempeño para posteriormente realizar un análisis comparativo de los resultados obtenidos y una evaluación estadística de los mismos en conjunto.

Por medio de los datos recopilados en el capítulo anterior se procede a realizar las pruebas con los tres intercambiadores en el banco de pruebas obteniendo valores tanto de presión como de temperatura a la entrada y salida del intercambiador que interfiere en las líneas de alta y baja presión que se detalla en la caracterización del ciclo con los intercambiadores.

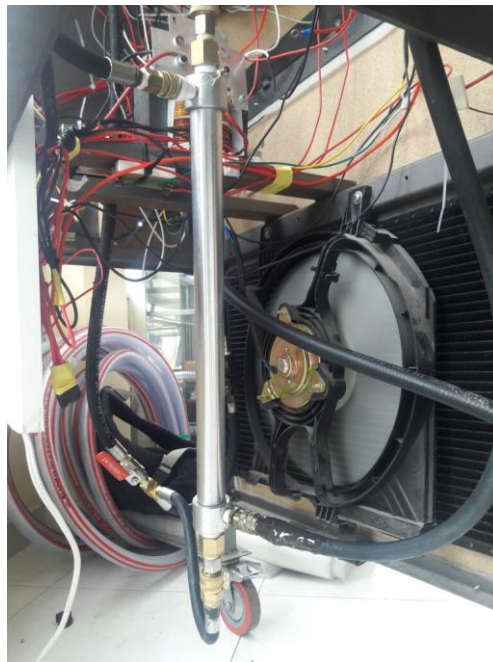


Figura 4-1. Intercambiador instalado

Fuente: Autor

4.2 Objetivos.

Caracterizar el ciclo de refrigeración con los intercambiadores de calor incorporados por medio de la recopilación de las coordenadas del ciclo y el cálculo del coeficiente de desempeño del sistema.

Realizar un análisis comparativo entre los valores del coeficiente de desempeño antes y después de incorporar el intercambiador de calor.

Evaluar estadísticamente los resultados obtenidos por medio de regresiones estadísticas para determinar un modelo estadístico que justifiquen los experimentos realizados.

4.3 Caracterización del ciclo con los intercambiadores de calor

Para la caracterización del ciclo de refrigeración con los intercambiadores se procede a obtener las coordenadas del sistema en sus puntos críticos y realizando un promedio entre los valores obtenidos, como se puede observar en las siguientes tablas para cada intercambiador.

Tabla 4-1. Puntos críticos primera velocidad con intercambiadores

Geometría	$T_1[C^\circ]$	$P_1[Kpa]$	$T_2[C^\circ]$	$P_2[Kpa]$	$T_3[C^\circ]$	$P_3[Kpa]$	$T_4[C^\circ]$	$P_4[Kpa]$
A	23,30	177,72	84,33	1106,25	19,97	795,98	-9,43	205,30
B	22,97	189,215	82,33	1122,34	17,17	853,43	-10	200,71
C	17,47	177,72	81,60	1131,53	17,73	731,62	-10,05	200,71

Fuente: Autor

Tabla 4-2. Puntos críticos segunda velocidad con intercambiadores

Geometría	$T_1[C^\circ]$	$P_1[Kpa]$	$T_2[C^\circ]$	$P_2[Kpa]$	$T_3[C^\circ]$	$P_3[Kpa]$	$T_4[C^\circ]$	$P_4[Kpa]$
A	20,57	154,74	83,67	1110,85	18,40	692,55	-7,50	221,39
B	18,53	150,14	82,00	1145,32	17,13	683,36	-7,23	223,69
C	18,00	159,34	81,77	1120,04	18,23	768,40	-9,40	212,20

Fuente: Autor

4.4 Cálculo del COP y la eficiencia isotérmica con intercambiadores de calor

Para realizar el cálculo del coeficiente de desempeño y de la eficiencia isentrópica de ciclo utilizando el intercambiador se procede con el mismo algoritmo empleado para el cálculo del ciclo normal, obteniendo los siguientes resultados.

Tabla 4-3. Resultados COP y Ns para primera velocidad.

<i>Geometría</i>	<i>COP</i>	<i>Ns</i>
<i>A</i>	4,43	102,90
<i>B</i>	4,70	103,80
<i>C</i>	4,22	97,75

Fuente: Autor

Tabla 4-4. Resultados COP y Ns para segunda velocidad.

<i>Geometría</i>	<i>COP</i>	<i>Ns</i>
<i>A</i>	4,32	108,30
<i>B</i>	4,38	112,60
<i>C</i>	4,26	105,4

Fuente: Autor

4.5 Análisis comparativo

Una vez realizados los cálculos del coeficiente de desempeño con los tres intercambiadores se evaluó su comportamiento en las dos velocidades como se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 4-5. Análisis comparativo COP

<i>Geometría</i>	<i>Primera Velocidad</i>			<i>Segunda Velocidad</i>		
	<i>COP_{sin}</i>	<i>COP_{con}</i>	<i>Incremento</i>	<i>COP_{sin}</i>	<i>COP_{con}</i>	<i>Incremento</i>
	<i>IHX</i>	<i>IHX</i>	<i>%</i>	<i>IHX</i>	<i>IHX</i>	<i>%</i>
<i>A</i>		4,43	27,30		4,32	12,50
<i>B</i>	3,48	4,70	35,06	3,84	4,38	14,06
<i>C</i>		4,22	21,26		4,26	10,94

Fuente: Autor

4.6 Evaluación estadística

4.6.1 Variación de temperatura en el intercambiador

Con los resultados de los intercambiadores se utilizó el software Minitab y utilizando una regresión con los mejores subconjuntos que afectan a la variación de temperatura en función

del volumen del intercambiador tanto en las líneas donde es necesario un decremento de temperatura, así como en la línea donde es necesario incremento de temperatura.

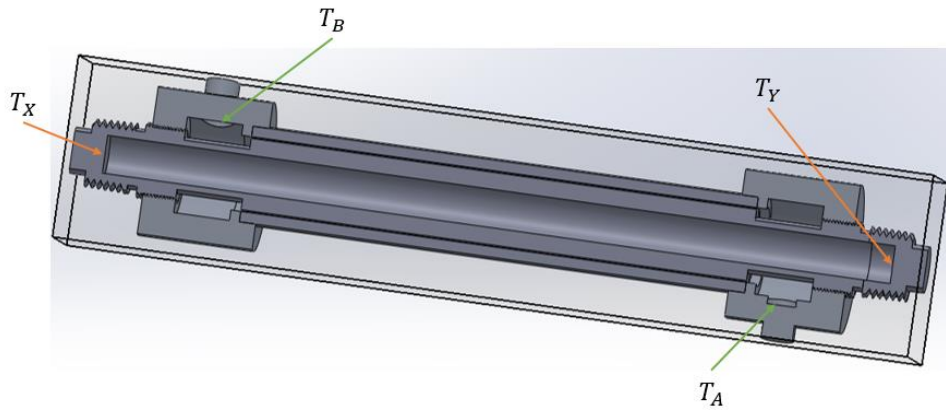


Figura 4-2. Variación de temperaturas del intercambiador

Fuente: Autor

Las variaciones de temperatura en el intercambiador se identifican como se muestra en la figura 4-2, determinando la zona de incremento de temperatura como T_A y T_B , siendo T_A la entrada del refrigerante que se encuentra en forma gaseosa proveniente del evaporador y T_B la salida al compresor. Así también se determina la zona de decremento de temperatura como T_X y T_Y , siendo T_X el lugar de entrada del refrigerante líquido proveniente del condensador y T_Y la salida a la válvula de expansión.

4.6.2 Variación de temperatura tramo de baja presión

El incremento de la temperatura en el punto crítico uno antes del compresor es importante para el incremento del COP como se pudo determinar anteriormente, por lo tanto, es necesario encontrar un modelo estadístico experimental en relación de la variación de temperatura que se provoca en el intercambiador de acuerdo a las tres geometrías evaluadas.

Regresión de los mejores subconjuntos: delta T vs. Vol. Liqu; Vol. Gas; ...
 la respuesta es delta T

Vars	R-cuad.	R-cuad. (ajust.)	R-cuad. (pred.)	Cp de Mallows	S	U	A
1	83,5	82,4	78,9	3,6	2,3223		X
1	66,6	64,5	59,5	21,6	3,3002	X	
2	86,7	84,9	80,7	2,2	2,1549	X	X
2	86,6	84,8	80,6	2,3	2,1590	X	X
3	86,9	84,0	78,6	4,0	2,2131	X	X

Figura 4-3. Predictor variación de temperatura tramo de baja presión

Fuente: Autor

Por medio del software se logra determinar que R^2 es del 86,9%, lo que nos indica que las variables seleccionadas son las correctas ya que mientras más alto sea este valor, mejor será el ajuste del modelo a los datos.

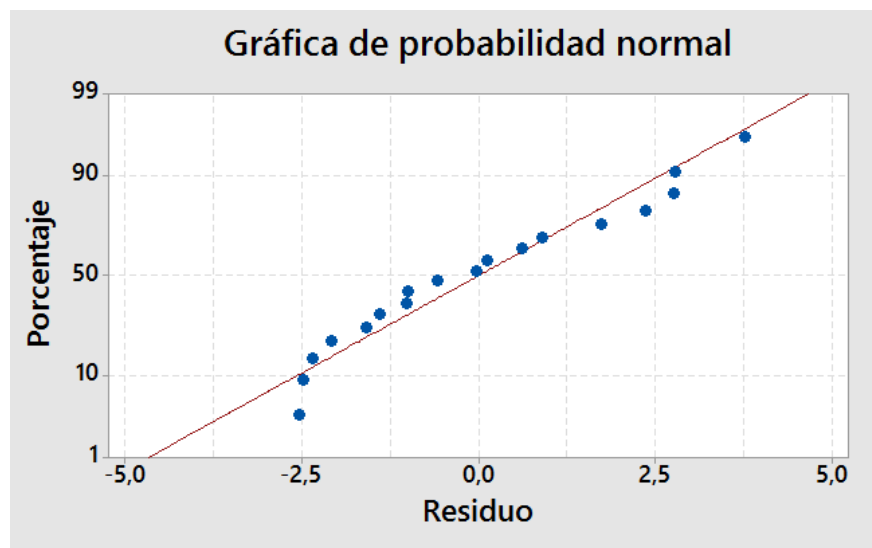


Figura 4-4. Probabilidad normal regresión ΔT tramo de baja presión

Fuente: Minitab

Posteriormente se ajusta el modelo de regresión teniendo como respuesta la variación de la temperatura (ΔT) en función de la temperatura de entrada al intercambiador en la zona de baja presión (T_A) y los volúmenes de la cámara interna (Vol. Líquido) y externa (Vol. Gas).

Determinada la regresión se resume el modelo con un R^2 de 86,86 % y una desviación estándar de 2,213 y obteniendo una ecuación que justifica el experimento.

$$\Delta T = 14,7 + 0,00448 V_L - 0,00161V_G - 0,63 T_A \quad (4-1)$$

4.6.3 Variación de temperatura tramo de alta presión

El decremento de la temperatura en el punto crítico tres antes de la válvula de expansión es importante para el incremento del COP como se pudo determinar anteriormente, por lo tanto, es necesario dar un tratamiento estadístico al modelo experimental en relación de la variación de temperatura que se provoca en el intercambiador de acuerdo a las tres geometrías evaluadas.

Regresión de los mejores subconjuntos: delta T2 vs. Vol. Liqu; Vol. Gas; ...

la respuesta es delta T2

Vars	R-cuad.	R-cuad. (ajust)	R-cuad. (pred.)	Cp de Mallows	S	u	s	X
1	86,9	86,1	83,0	24,0	0,86961			X
1	17,7	12,6	0,0	224,6	2,1800			X
2	94,9	94,2	92,7	2,9	0,56277	X		X
2	94,7	94,0	92,6	3,3	0,56981	X		X
3	95,2	94,1	91,8	4,0	0,56454	X	X	X

Figura 4-5. Predictor variación de temperatura tramo de alta presión

Fuente: Minitab

Por medio del software se logra determinar que R^2 es del 95,2%, lo que nos indica que las variables seleccionadas son las correctas ya que mientras más alto sea este valor, mejor será el ajuste del modelo a los datos.

Posteriormente se ajusta el modelo de regresión teniendo como respuesta la variación de la temperatura (ΔT_2) en función de la temperatura de entrada al intercambiador en la zona de alta presión ($Temp. X$) y los volúmenes de la cámara interna (Vol. Liquido) y externa (Vol. Gas).

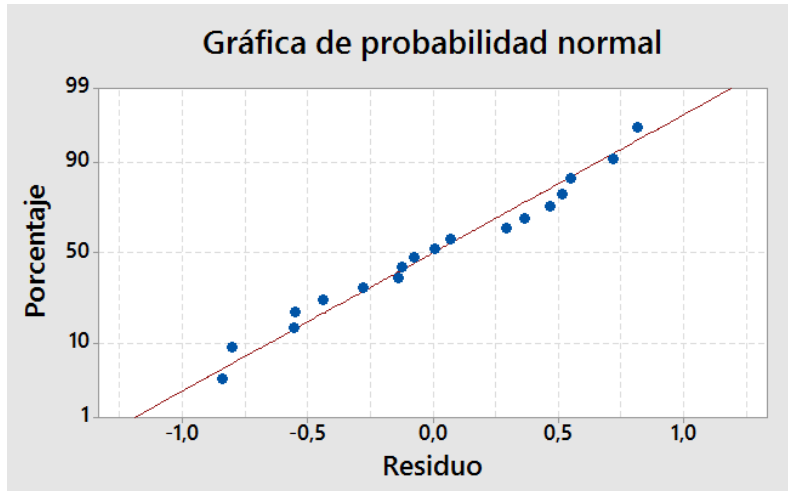


Figura 4-6. Probabilidad normal regresión ΔT tramo de alta presión

Fuente: Minitab

Determinada la regresión se resume el modelo con un R^2 de 95,17 % y una desviación estándar de 0,565 y obteniendo una ecuación que justifica el experimento.

$$\Delta T_2 = -16,75 + 0,000670 V_L - 0,000207 V_G + 0,7089 T_x \quad (4-2)$$

4.7 Conclusiones del capítulo

Se caracterizó el ciclo de refrigeración con incorporando los diferentes intercambiadores de calor encontrando las coordenadas del sistema en cada uno de los puntos críticos.

Mediante el análisis comparativo de los resultados experimentales se determinó que el incremento en el COP es más alto con la geometría B tanto en la primera con un aumento del 35,06% como en la segunda velocidad con un aumento del 14,06%.

Se logró determinar un modelo estadístico del comportamiento de las variaciones de temperatura en función de los volúmenes de los intercambiadores con un R^2 del 86,86 % y una desviación estándar de 2,2 para la zona de baja presión y para la zona de alta presión la regresión determinó un R^2 del 95,17 % y una desviación estándar de 0,57.

CONCLUSIONES GENERALES

Se logró caracterizar el ciclo de refrigeración por medio de los resultados experimentales y con ayuda del software EES, obteniendo que 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%.

Se determino que el intercambiador de calor de geometría recta y de flujo cruzado ofrece más facilidades para la manufactura y mayores características de transferencia de calor.

Mediante los resultados experimentales se determinó que el incremento en el COP es más alto con la geometría B con un aumento del 35,06% en la primera velocidad y en la segunda velocidad con un aumento del 14,06%, obteniendo este resultado por la diferencia de la eficiencia isentrópica del compresor

Se logró determinar el comportamiento de las variaciones de temperatura en función de los volúmenes de los intercambiadores con un R^2 del 86,86 % y una desviación estándar de 2,2 para la zona de baja presión y para la zona de alta presión la regresión determino que R^2 es del 95,17 % y una desviación estándar de 0,57.

RECOMENDACIONES

Realizar los experimentos tomando en cuenta los valores tanto de humedad como de temperatura ambiente, ya que estos interfieren notablemente en los valores obtenidos.

Realizar la toma de los datos experimentales de forma aleatoria con el fin de no confundir el efecto del experimento.

Estabilizar los valores de presión en previo a la recopilación de los valores experimentales con los diferentes intercambiadores.

Realizar futuros trabajos utilizando diferentes líquidos refrigerantes en especial con el R134yf para caracterizar el comportamiento de los intercambiadores.

Realizar la implementación de intercambiadores en vehículos para verificar su comportamiento con respecto al torque y la potencia.

BIBLIOGRAFÍA

- Minitab Inc. (08 de 01 de 2017). *www.minitab.com*. Obtenido de <http://www.minitab.com/en-us/>
- Bernal, J. J. (17 de 04 de 2017). *pdcahome*. Obtenido de <http://www.pdcahome.com/2117/disenio-de-experimentos-para-que-sirve-y-como-realizarlo/>
- Cengel. (2007). *Termodinámica*. Mc Graw Hill.
- Cengel, Y. A. (2007). *Transferencia de calor y masa*. Mexico: McGraw-Hill.
- EPCOS. (08 de 01 de 2017). *eeecs.oregonstate.edu*. Obtenido de <http://eeecs.oregonstate.edu/education/docs/datasheets/10kThermistor.pdf>
- Gordon, J. (2005). Variable displacement A/C compresor. *Motor Age*, 55-56.
- 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/>
- INEN. (2000). Gestión ambiental. Aire. Vehículos automotores. Determinación de la concentración de emisiones de escape en condiciones de marcha mínima o “ralenti”. Prueba estática. *NTE INEN 2 203:2000*, 1-9.
- INEN. (2002). Gestión ambiental. Aire. Vehículos automotores. Límites permitidos de misiones. *NTE INEN 2 204:2002*, 1-11.
- Lemore. (8 de enero de 2017). *chinalemore*. Obtenido de <http://www.chinalemore.com/en/Upload/file/20130705022356.pdf>
- MACS. (06 de Enero de 2017). *Mobility Air Conditionig Society*. Obtenido de <https://macsworldwide.wordpress.com/2013/08/02/what-is-an-internal-heat-exchanger/>
- P., S. D., & K., P. D. (2017). Performance of an automotive air conditioning system with the variation of state-of-charge of the storage battery. *International Journal of Refrigeration*, 104–116.
- Paity, s., & Cueva, J. (2010). *Motores*. madrid: gtz.

Q. Z., & M. C. (2015). Modeling air conditioning system with storage evaporator for vehicle energy management. *Applied Thermal Engineering*, 779–787.

Service, Behr Hella. (2016). *Climatización del vehículo conocimientos básicos para el taller*. Germany: HELLA S.A.

SOLIDROP. (08 de Enero de 2016). *Solidrop*. Obtenido de <https://www.solidrop.net/product/dc-12v-g1-2-2-5-mpa-360-psi-pressure-transmitter-water-gas-pressure-sensor-for-testing.html>

Sorgato, V. (10 de junio de 2016). *EL COMERCIO*. Obtenido de <http://www.elcomercio.com/tendencias/ciudades-ecuador-polucion-enfermedades-contaminacion.html>

ANEXOS