

**ANÁLISIS EXERGETICO DEL SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE
DE UN VEHÍCULO**

**Christian Alberto Cabarcas Mier
Cristian Alberto Paz Páez**

**UNIVERSIDAD TECNOLOGICA DE BOLIVAR
FACULTAD DE INGENIERIAS
PROGRAMA DE INGENIERIA MECANICA Y MECATRONICA
CARTAGENA D.T.H Y C
2012**

**ANÁLISIS EXERGETICO DEL SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE
DE UN VEHÍCULO**

**Christian Alberto Cabarcas Mier
Cristian Alberto Paz Páez**

**ME, M.Sc. Juan Fajardo Cuadro
Director**

Monografía presentada como requisito parcial para obtener el título de Ingeniero
Mecánico

**UNIVERSIDAD TECNOLOGICA DE BOLIVAR
FACULTAD DE INGENIERIAS
PROGRAMA DE INGENIERIA MECANICA Y MECATRONICA
CARTAGENA D.T.H Y C
2012**

Cartagena de indias D.T. y C. 13 julio de 2012

Señores

COMITÉ CURRICULAR

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR

Facultad de Ingenierías

Cartagena

Estimados Señores

Presento para su consideración el trabajo de grado “**Análisis exergetico del sistema acondicionamiento de aire de un vehículo**” como requisito para optar por el título de Ingeniero Mecánico.

Cordialmente,

Christian Alberto Cabarcas Mier
C.C. 1.128.058.907 de Cartagena

Cristian Alberto Paz Páez
C.C. 1.128.057.726 de Cartagena

Cartagena de indias D.T. y C. 13 julio de 2012

Señores

COMITÉ CURRICULAR

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR

Facultad de Ingenierías

Cartagena

Estimados Señores

Luego de revisar el trabajo de grado "**Análisis exergetico del sistema acondicionamiento de aire de un vehículo**" de los estudiantes Christian Alberto Cabarcas Mier y Cristian Alberto Paz Páez; considero que cumple con los objetivos propuestos, por lo que estoy de acuerdo en presentarlo formalmente para su calificación y así optar por el título de Ingeniero Mecánico.

Cordialmente,

Juan Gabriel Fajardo Cuadro

Director de proyecto

Cartagena de indias D.T. y C. 13 julio de 2012

AUTORIZACIÓN

Yo, Christian Alberto Cabarcas Mier y Cristian Alberto Paz Páez identificados con cedula de ciudadanía número 1.128.058.907 y 1.128.057.726 de Cartagena, autorizo a la UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR, para hacer uso de este trabajo de grado y publicarlo en el catalogo on-line de su biblioteca.

Cordialmente,

Christian Alberto Cabarcas Mier
C.C. 1.128.058.907 de Cartagena

Cristian Alberto Paz Páez
C.C. 1.128.057.726 de Cartagena

Nota de aceptación

Firma de presidente del jurado

Firma del jurado

Firma del jurado

Cartagena de indias D.T. y C. 13 julio de 2012

DEDICATORIA

Dedico este logro primero a Dios por permitirme vivir cada día que avance hasta el final del proyecto, a mi familia, mi mama Dilsa Mier Dolugar, mi papa Alberto Enrique Cabarcas Batista, mi tía Carmen Mier Dolugar y mi hermana Angélica María Cabarcas Mier; ya que ellos fueron mi motivación a culminar este proyecto.

Christian Alberto Cabarcas Mier.

La presente monografía se la dedico a Dios por darme sabiduría, fortaleza y entendimiento, A mi familia que en todo momento de mi carrera me estuvo apoyando y gracias a sus consejos me hicieron una persona de bien, A mi madre por darme la vida, por brindarme su apoyo, por aconsejarme, por hacer de mi un hombre resuelto, y dedicarme su tiempo, sabiduría, cariño y comprensión. A mi padre por darme los recursos necesarios para mis estudios, por estar conmigo en las buenas y en las malas y guiarme hacia el camino del triunfo y del éxito, A mi hermano por ser mi ejemplo a seguir, por ayudarme y darme su confianza, a mi hermana por brindarme su amor, cariño y por ser mi fortaleza.

Cristian Alberto Paz Páez.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a Dios por permitir que alcanzara este logro y cumplir con la meta propuesta.

Agradezco a mi familia por la insistencia que me motivo a culminar este proyecto.

Agradezco a mi amigo Alfonso Guerra Arrieta, por ayudarme en la realización de este proyecto.

M.E. Juan Fajardo Cuadro, por ser mi tutor, guía y amigo que me permitió realizar este trabajo de grado, colaborándome arduamente en todo el proceso investigativo y quien me animo a culminar esta meta.

Christian Alberto Cabarcas Mier.

AGRADECIMIENTOS

A DIOS por darme salud y vida.

A la UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR por brindarme su conocimiento, su educación y permitir la realización de este proyecto.

A mis profesores que me brindaron su sabiduría y conocimiento y me formaron como un profesional.

A mi compañero de monografía CHRISTIAN ALBERTO CABARCAS MIER por su amistad, su carisma y por mostrarme que el éxito se alcanza siendo perseverante.

A toda mi familia (abuelas, tías, tíos, primos y primas) que de cierto modo me apoyaron para terminar con mis estudios y realizar esta monografía.

Un agradecimiento especial para AGUSTINA PAEZ RODRIGUEZ Y CESAR ENRIQUE PAZ LEON por inculcarme una buena educación y por ser mis padres y por ser los mejores ejemplos de vida.

Cristian Alberto Paz Páez.

RESUMEN

EL análisis de exergía es una técnica para evaluar el funcionamiento de procesos, sistemas y equipos industriales que se basa en la aplicación compartida de las dos leyes de la termodinámica. El presente trabajo describe el proceso seguido para llevar a cabo el **Análisis exergético del sistema de acondicionamiento de aire de un vehículo**. En él se proporciona una descripción general de los pasos para realizar el análisis exergetico y se describe con detalle los pasos a seguir. Por último se define la exergía y se presenta las principales prácticas que se debe seguir para lograr los resultados esperados. Además se da a conocer la finalidad, descripción del proceso, las cargas térmicas a la que se ve enfrentado el vehículo y la cantidad de trabajo que puede ser extraído por un consumidor de energía externo durante una interacción reversible entre el sistema y sus alrededores hasta que un completo equilibrio es alcanzado.

TABLA DE CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	1
OBJETIVO GENERAL.....	2
OBJETIVOS ESPECÍFICOS	2
1. ESTADO DEL ARTE.....	3
1.1 Motivación Del Proyecto	3
1.2 Justificación del Proyecto	4
1.3 El Concepto de Exergía.....	5
1.3.1 Transferencia de exergía en forma de calor	7
1.3.2 Transferencia de exergía en forma de trabajo	7
1.3.3 Transferencia de exergía en forma de masa.....	8
2. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO	10
2.1 Descripción del Vehículo	10
2.2 Descripción del Sistema de Acondicionamiento de Aire de un Vehículo.	11
2.3 Descripción de los Instrumentos de Medición.....	13
3. METODOLOGÍA DE CÁLCULO	14
3.1 Balance Energético del Vehículo Kia Cerato Forte.....	14
3.1.1 Condiciones de Diseño	14
3.2 Cálculo Ganancia de Calor a través de Paredes	17
3.3 Cálculo Ganancia de Calor a través de Techos	18
3.4 Calculo Ganancia de Calor a través de Ventilación e Infiltraciones	19
3.4.1 Conducción a través de Vidrio Externo	21
3.4.2 Radiación a través de Vidrio Externo	21
3.4.3 Carga Total del Equipo	22
4. BALANCE DE EXERGÍA VEHICÚLO KIA CERATO FORTE	23
4.1 Ganancia de Exergía debido a la Carga de Enfriamiento.....	24
4.2 Ganancia de Exergía por Infiltracion o Ventilacion	24

4.3	Ganancia de Exergía a través de Paredes y Techos	25
4.4	Ganancia de Exergía por medio de Ocupantes y Equipos de Potencia.....	26
4.5	Ganancia de Exergía debido a la Incidencia del Sol.....	26
5.	GUÍA DE TRABAJO PARA LA REALIZACIÓN DE LAS ENSAYOS EXPERIMENTALES	27
	Objetivo General.....	27
	Objetivos Específicos	27
5.1	Instrucción de actividades para llevar a cabo el Modelo Experimental del Sistema de Acondicionamiento de Aire de un Vehículo (Kia Cerato Forte)	28
5.2	Metodología para el desarrollo del experimento al Sistema de Acondicionamiento de Aire de un Vehículo (Kia Cerato Forte).....	28
6.	RESULTADOS PARCIALES DEL BALANCE ENERGÉTICO APLICANDO LA METODOLOGÍA DE CALCULO DE CARGA TÉRMICA CLDT/SCL/CLF PARA SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO.	30
7.	RESULTADOS PARCIALES DEL BALANCE EXERGETICO APLICANDO EL MODELO ENERGÉTICO DE LAS CONSTRUCCIONES Y SISTEMAS HVAC	49
8.	RESULTADOS DEL ANÁLISIS EXERGETICO AL SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE DE UN VEHÍCULO (KIA CERATO FORTE)	55
	CONCLUSIONES	58
	REFERENCIAS	60

INTRODUCCIÓN

La exergía de un sistema es una medida de la calidad de la energía que contiene, y de su alojamiento con respecto al medio que lo rodea. En términos técnicos, la exergía es una propiedad de la termodinámica de un sistema cuyo valor es igual al trabajo máximo que puede obtenerse del sistema como resultado de sus condiciones de temperatura, presión, composición, posición, velocidad, etc. Con respecto a un sistema de referencia especificado, todo sistema cuyas condiciones sean diferentes de las condiciones del medio ambiente, tendrá el potencial para hacer que un proceso se efectúe o para producir un cambio. Una vez que el sistema alcanza las condiciones de medio ambiente, el potencial para hacer que un proceso se efectúe desaparece, por lo que tales condiciones se conocen como estado muerto en el cual el valor de la exergía es cero. Los sistemas de acondicionamiento de aire, tienen un alto consumo energético, lo cual se ve reflejado principalmente en las altas exigencias de energía eléctrica, por esto es necesario establecer estrategias que conduzcan al ahorro energético y al uso eficiente de la energía. Por lo tanto, este proyecto busca establecer una metodología de cálculo que permitan cuantificar la energía que se está perdiendo por el sistema de acondicionamiento de aire y se establezcan planes de gestión integral de la energía con el fin de contribuir al uso racional de la energía. Al realizar un análisis exergetico del sistema de acondicionamiento de aire de un vehículo (kia Cerato Forte), se busca establecer una metodología de análisis que permita cuantificar la cantidad de energía perdida en el vehículo y reducir las pérdidas de energía por parte de este sistema.

OBJETIVO GENERAL

Realizar el **análisis exergetico del sistema acondicionamiento de aire de un vehículo** con el fin de identificar las pérdidas de energía por parte de éste sistema.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Realizar un balance energético para calcular las cargas térmicas a las que esta sometida el vehiculó.

Realizar un balance exergetico para calcular la exergía destruida o energía perdida del sistema de acondicionamiento de aire de un vehículo.

Recomendar la forma mas adecuada para operar el sistema de acondicionamiento de aire de un vehículo, para reducir la perdida de energía por parte de esté.

Evaluar el sistema de acondicionamiento de aire de un vehículo, empleando instrumentos de medición, como medidor de temperatura y humedad relativa, un recolector de datos de temperatura y humedad relativa promedio y un medidor de flujo de aire.

1. ESTADO DEL ARTE

1.1 Motivación Del Proyecto

La termodinámica es una ciencia que empezó hace 200 años (Bejan & Tsatsaronis, 1996), con el análisis y evolución de máquinas térmicas, se ha encaminado a mejorar la eficiencia de estos sistemas a partir de las leyes físicas, cuyo fundamento conduce a desarrollar tecnologías energéticas más óptimas, considerando las normas ambientales para garantizar el suministro de bienes y servicios a la sociedad, y teniendo en cuenta los recursos limitados con los que se prevé (Barranco, 2010).

La conservación de la energía es la primera ley de la termodinámica, la cual afirma que la energía en lugar de destruirse, se transforma, pero no enuncia ninguna restricción sobre los tipos de conversiones de energía que pueden ocurrir, no hace distinción entre el trabajo y el calor. Existe una diferencia muy importante entre el trabajo y el calor, diferencia que no se evidencia en la primera ley; teóricamente es posible convertir completamente el trabajo en calor, mientras que, es imposible convertir el calor en trabajo sin modificar los alrededores (Yunus, 2003).

El desarrollo de nuevos procesos ha sido por siempre una tarea constante para el mejoramiento de productos, disminución de costos y la desaceleración en el impacto ambiental por el consumo de combustibles no renovables. De esta manera, la necesidad de eficientizar los procesos en el uso de la energía a llegado a ser de mucha importancia.

Usualmente el análisis de un proceso se basa en los balances de la materia y energía, sin embargo, éste tipo de análisis sólo muestran los flujos de energía de los procesos y dan una idea sobre cómo la calidad de la energía se

degrada a través del proceso de disipación. El análisis de exergía hace esto posible para optimizar y comparar procesos sobre una base termodinámica.

Analizar un proceso bajo el concepto de exergía como una medida de ahorro, muestra las partes de un proceso que es mejor adecuada para su optimización. El análisis se basa en el segundo principio de la termodinámica, su aplicación en el análisis de procesos o sistemas, permite proponer mejoras ingenieriles a los mismos y hacer mas eficiente la utilización de recursos. La exergía es una propiedad que determina el potencial de trabajo útil de una cantidad de energía determinada en cierto estado especificado. El uso de los recursos tantos energéticos como no energéticos en un sistema cerrado, ocasiona intrínsecamente la destrucción de la exergía, tal como lo manifiesta la segunda ley de la termodinámica (Barranco, 2010).

El presente trabajo tuvo como objetivo la descripción de una metodología básica y genérica para la realización de un análisis exergetico al sistema de acondicionamiento de aire de un vehículo, formulando los balance de energía y los balances de exergía para mencionar las recomendaciones con el fin de un uso eficiente del sistema y la contribución de la disminución del impacto ambiental.

1.2 Justificación del Proyecto

El sistema de acondicionamiento de aire, tiene un papel importante en los vehículos, y es de uso extensivo y casi que obligatorio, debido a las condiciones atmosféricas de la ciudad, por lo que el estudio de ahorro energético se relaciona a un concepto económico que asocia el concepto tiempo y la calidad de la energía que requieren los equipos; un equipo necesita cierta cantidad de energía dependiendo del tiempo que requiera operar o de como sea la calidad de la energía con esté, este operando. El análisis exergetico permite obtener la información necesaria para la mejora termodinámica del sistema. Contribuyendo

decisivamente en la eficiencia, integración y optimización energética de las unidades del proceso entre si. Esta mejora se traduce en una reducción de las posibles repercusiones al ambiente que podría estar generando dicho proceso.

Debido a la preocupación creciente por el ahorro de energía, la conservación de los recursos naturales, la reducción de emisiones y daños al medio ambiente, ha generado que las nuevas tendencias apunten hacia el desarrollo de productos cuyos impactos ambientales sean reducidos. Por ende se ha venido fomentando métodos para evaluar e incrementar la eficiencia energética de los procesos industriales, estas técnicas de análisis son basadas en el segundo principio de la termodinámica y en particular el concepto de exergía. (Bejan & Tsatsaronis, 1996)

Por esta razón se ha creado la necesidad de implementar esta herramienta de análisis exergético al sistema de acondicionamiento de aire de un vehículo (Kia Cerato Forte), para identificar y minimizar las pérdidas de exergía y de emisiones exergéticas al ambiente durante la utilización del equipo.

1.3 El Concepto de Exergía

El concepto de exergía está firmemente asociado al desequilibrio entre un cierto sistema y su entorno, determinado por la diferencia entre los valores de alguna variable dinámica que los caracteriza, por ejemplo la temperatura o la presión. El desequilibrio consiste en que el valor de la variable dinámica en cuestión es diferente para el sistema y su entorno y, por ello, ambos están en una situación de desequilibrio generalmente habrá alguna barrera que impida el alcance del equilibrio en la variable dinámica, por lo que la situación se mantiene así; pero si espontáneamente o por la acción de un agente externo la barrera se quita, entonces el sistema y su entorno desembocan en un movimiento hacia el

equilibrio. En estas circunstancias, dicho movimiento puede aprovecharse para lograr algún efecto útil, como trabajo mecánico (Barranco, 2010).

La exergía esta definida como la máxima cantidad de trabajo que se obtiene cuando un flujo de energía es llevado de su estado inicial a un estado de equilibrio termodinámico con las sustancias comunes del entorno natural (estado inerte), por medio de procesos reversibles, interactuando únicamente con su entorno natural (Abreu, 2009). En otras palabras la exergía es la máxima cantidad de trabajo que se puede obtener cuando una forma de energía es llevada a su estado inerte, o muerto; la exergía es expresada en términos de función de estado siempre y cuando esté definida por medio de procesos reversibles.

Si tenemos un sistema termodinámico general, que se encuentra en un estado termodinámico caracterizado por una temperatura T y una presión P , situado en un entorno con una T_0 y una presión P_0 que se consideran constantes a lo largo del tiempo, podemos asegurar que el sistema cambiara naturalmente hacia un estado de equilibrio con el entorno, en el que su temperatura y presión serán T_0 y P_0 “**equilibrio termodinámico**”. Si el sistema no interactuara con otro distinto al propio entorno, el trabajo en este proceso es el asociado únicamente a la variación de volumen bajo la presión exterior. Este trabajo no es considerado útil, debido a que no es realizado sobre el sistema distinto al medio ambiente; sin embargo el constante cambio del sistema hasta alcanzar el equilibrio termodinámico puede ocurrir mediante procesos en los que el sistema si realice un trabajo sobre otro sistema, lo que seria un trabajo útil (Yunus, 2003).

El estado muerto de un sistema de masa y composición constantes es aquel estado del sistema en el que su presión y temperatura coinciden con las del medio ambiente, se denomina así porque al no existir desequilibrio de temperatura o presión entre el sistema y el entorno, no hay capacidad de producir trabajo útil.

Las propiedades de un sistema en estado muerto, se indican con el subíndice cero, así: T_0, P_0, h_0, s_0, u_0 . La temperatura y presión del estado muerto son: $T_0 = 25^\circ C (77^\circ F)$ y $P_0 = 1 atm (14.7 psia)$.

La exergía al igual que la energía puede transferirse desde o hacia un sistema en tres formas; calor, trabajo y flujo másico (Yunus, 2003).

1.3.1 Transferencia de exergía en forma de calor

La transferencia de calor Q en una localidad con temperatura absoluta siempre va acompañada de una transferencia de exergía X_{calor} , cuya ecuación es:

$$X_{calor} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q \quad (1.1)$$

Esta relación proporciona la transferencia de exergía que acompaña a la transferencia de calor, siempre que T sea más grande o menor que T_0 .

Cuando $T > T_0$, la transferencia de calor a un sistema incrementa la transferencia de exergía de ese sistema, mientras que la transferencia de calor del sistema la decrementa. Otro caso es cuando $T < T_0$, la transferencia de calor Q es el calor desechado en el medio frío. Y por último tenemos $T = T_0$, la transferencia de calor es cero, dado a que ocurre en el punto de transferencia (Torres, 2012).

1.3.2 Transferencia de exergía en forma de trabajo

Se sabe que la exergía es el potencial de trabajo útil, por ende la transferencia de calor por trabajo se denota así:

$$X_{trabajo} = W - W_{alr}(\text{para trabajo de frontera}) \quad (1.2)$$

$$X_{trabajo} = W (\text{para otras formas de trabajo}) \quad (1.3)$$

Donde $W_{alr} = P_0(V_2 - V_1)$, $P_0 =$ es la presión atmosférica, y V_1 y V_2 son los volúmenes iniciales y finales del sistema.

1.3.3 Transferencia de exergía en forma de masa

La masa contiene exergía al igual que la energía y la entropía, el flujo másico es un medio por el cual se transporta exergía, entropía y energía dentro o fuera de un sistema.

Cuando una cantidad de masa m entra o sale de un sistema, una cantidad de exergía $m\Psi$, donde:

$$\Psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (1.4)$$

La transferencia de exergía que dada por:

$$X_{masa} = m\Psi \quad (1.5)$$

La exergía de un sistema se incrementa por $m\Psi$ cuando una cantidad m de masa entra, y la exergía de un sistema decrece cuando la misma cantidad de masa en el mismo estado sale del sistema (Torres, 2012).

La exergía destruida es una cantidad positiva para todos los procesos reales y toma el valor de cero para un proceso reversible. La exergía destruida es la representación del potencial de trabajo perdido, es llamado como irreversibilidad o trabajo perdido. Las irreversibilidades como la fricción, transferencia de calor, expansión o compresión en estado de no cuasi equilibrio generan entropía, y por ende destruyen la exergía, así:

$$X_{dest} = T_0 S_{gen} \geq 0 \quad (1.6)$$

Se sabe que ningún proceso real es verdaderamente reversible, por consiguiente existe destrucción de exergía durante un proceso.

El principio de disminución de exergía no implica que la energía de un sistema no pueda aumentar. La variación de exergía de un sistema puede ser positiva o negativa, pero la exergía destruida no puede ser negativa. (Torres, 2012)

$X_{dest} > 0$, se trata de un proceso irreversible

$X_{dest} = 0$, se trata de un proceso reversible

$X_{dest} < 0$, se trata de un proceso imposible

2. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

2.1 Descripción del Vehículo



Figura 1. Vehículo que será utilizado para el análisis de exergía.

Tabla 1. Especificaciones técnicas del vehículo.

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS VEHÍCULO KIA CERATO FORTE	
Longitud interior	1903
Anchura interior	1467
Altura interior	1207
Longitud total	4530
Anchura total	1775
Altura total	1460
Distancia entre ejes	2650
Distancia entre banda de rodadura de la rueda frontal	1557
Distancia entre banda de rodadura de la rueda trasera	1564
Desplazamiento	1591 CC
Tipo de motor	1.6 doch cvvt motor a gasolina
Color	Negro ebano
Potencia compresor	3.35 Hp

2.2 Descripción del Sistema de Acondicionamiento de Aire de un Vehículo.

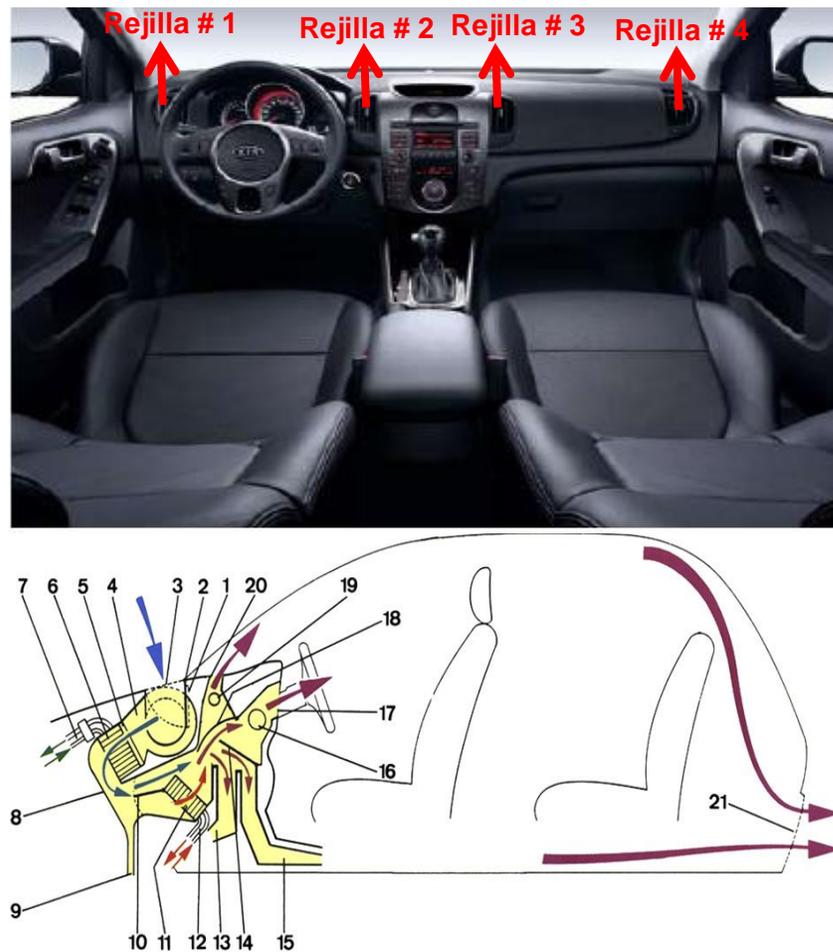
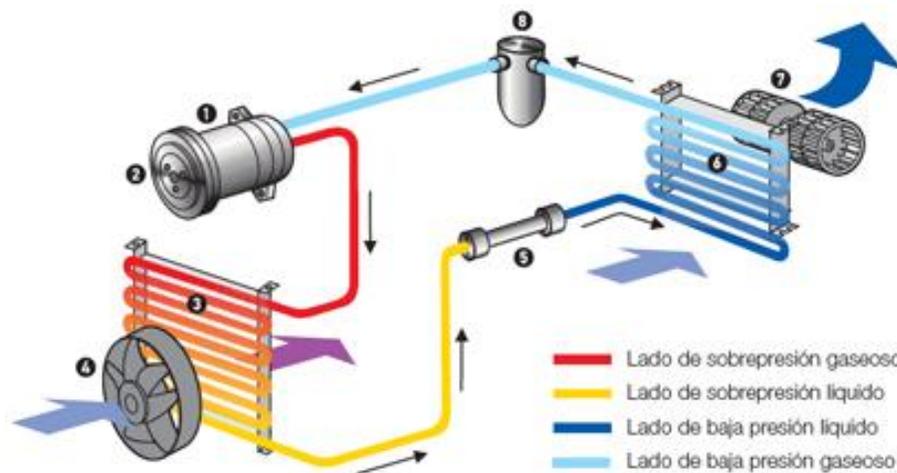


Figura 2. Sistema de acondicionamiento de aire de un vehículo, tomado de Jacques, 2011. 1. Entrada de aire reciclado, 2. Entrada del obturador de aire, 3. Entrada de aire exterior, 4. Ventilador 5. El filtro de aire 6. Evaporador, 7. Circuito del refrigerante 8. Cubierta de aire acondicionado, 9. Evacuación de condensado, 10. Control de temperatura, 11. Serpentin de calentamiento, 12. Circuito de fluido caliente, 13. Aire de ventilación hasta la salida, 14. Distribución del obturador, 15. Rejillas de ventilación de salida posterior, 16. Rejillas hacia los respiraderos laterales, 17. Rejillas de ventilación centra, 18. Obturación de descongelación, 19 y 20. Obturación de descongelación hacia las ventanas 21.Extracción de aire.

El sistema de acondicionamiento de aire, consta de los componentes básicos que se ilustra en la figura 2.

El proceso de climatización se produce básicamente por la compresión de un vapor en este caso refrigerante R134a en el enfriador o evaporador, extrayendo el calor de aire que se encuentra en el habitáculo, rechazándolo hacia el exterior por medio del ventilador en el condensador (Delgado & Pérez, 2011).

El calor extraído por un proceso de transferencia debido al contacto entre el refrigerante y el aire de enfriamiento que están a diferentes temperaturas, esto se debe a que el calor fluye hacia el cuerpo que se encuentra con menor temperatura (Delgado & Pérez, 2011).



Componentes del ciclo de refrigeración por vapor (refrigerante R134a). 1. Compresor, 2. Embrague del compresor, 3. Condensador, 4. Ventilador de condensador, 5. Válvula de expansión, 6. Evaporador, 7. Ventilador del evaporador, 8. Acumulador y una red de tubería en aluminio que interconectara todo el sistema.

De acuerdo a los estudios realizados y a los procedimientos, cálculos y resultados que se presentaron en el proyecto, el sistema de acondicionamiento de aire del vehículo Kia Cerato Forte está constituido por los elementos ilustrados en la figura 3.

2.3 Descripción de los Instrumentos de Medición

Para llevar a cabo la toma de mediciones, se contó los siguientes instrumentos de medición ilustrado en la Tabla 2.

Tabla 2. Instrumentos de medición utilizados en la toma de datos para el Análisis exergetico al sistema del acondicionamiento de aire de un vehículo.

INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN			
Instrumento	Nombre	Especificación	Descripción
	Indicador de humedad relativa (rh) y temperatura	Extech 445703 indicador rh/temp	Sirve para medir la humedad relativa y la temperatura.
	Data logger	Extech dl150 data logger true rms ac voltage/corriente (110v)	Recolector de datos, temperatura y humedad relativa en intervalos de tiempo indicados.
	Pinza voltiamperimetrica	Extech ex820-nist1 1000 amp ac clam dmm + termometro infrarojo	Sirve para medir el voltaje y los amperios de los equipos eléctricos.
	Pirometro	Extech 42500-nist mini ir thermometerw/nist	Sirver para medir la temperature en las superficies.
	Anemómetro	Extech an100, cfm/cmm thermo-anemometer	Sirve para medir el flujo de aire en las rejillas de ventilación

3. METODOLOGÍA DE CÁLCULO

En la medida que avanzan las herramientas y métodos aplicados para resolver modelos de optimización, los investigadores desarrollan planteamientos y problemas de sistemas energéticos más complejos que pueden ser solucionados con dichas herramientas. Para obtener resultados favorables, se utilizó el modelo de balance energías, para saber las ganancias de calor a las cuales se vio sometido el vehículo; posteriormente un balance de exergías para saber cuanta energía se perdió. Con base a los resultados plantearemos posibles soluciones u otras formas de operación del sistema, para disminuir estas pérdidas.

3.1 Balance Energético del Vehículo Kia Cerato Forte

El cálculo del balance energético del vehículo Kia Cerato Forte, se realizó según la metodología propuesta por Sakulpipatsin *et al.*, 2010 del modelo de balance de energía en las construcciones, el cual se centra en balancear la transferencia de calor por zona y por superficie. También se empleó la metodología de cálculo de carga térmica CLDT/SCL/CLF propuesta por la Ashrae, (1989) para sistemas de aire acondicionado de donde se obtuvieron todas las formas de ganancias de calor. El balance energético de las construcciones por zona es un modelo de no equilibrio geométrico con el nodo de aire por zona, lo que representa la capacidad térmica del volumen requerido por la construcción.

3.1.1 Condiciones de Diseño

Las condiciones de diseño, son las medidas del vehículo y situaciones climáticas, que se toman para el cálculo de la carga térmica. Este estudio se va a realizar en las siguientes condiciones:

- 1. Temperatura Exterior:** 88.16 °F (31.2°C)

2. **Humedad relativa (63%)**
3. **Temperatura Interior de Diseño: 75.55°F (24.19°C)**
4. **Humedad relativa interna: 50%**
5. **Hora de diseño: 13 Horas**
6. **Latitud: 10°20'33.15"N**
7. **Longitud: 75°30'12.39"O**

A continuación, se ilustra en la figura 4, las diferentes formas de ganancias de calor que intervienen en el método del cálculo de la carga térmica requerida por un vehículo kia cerato forte.

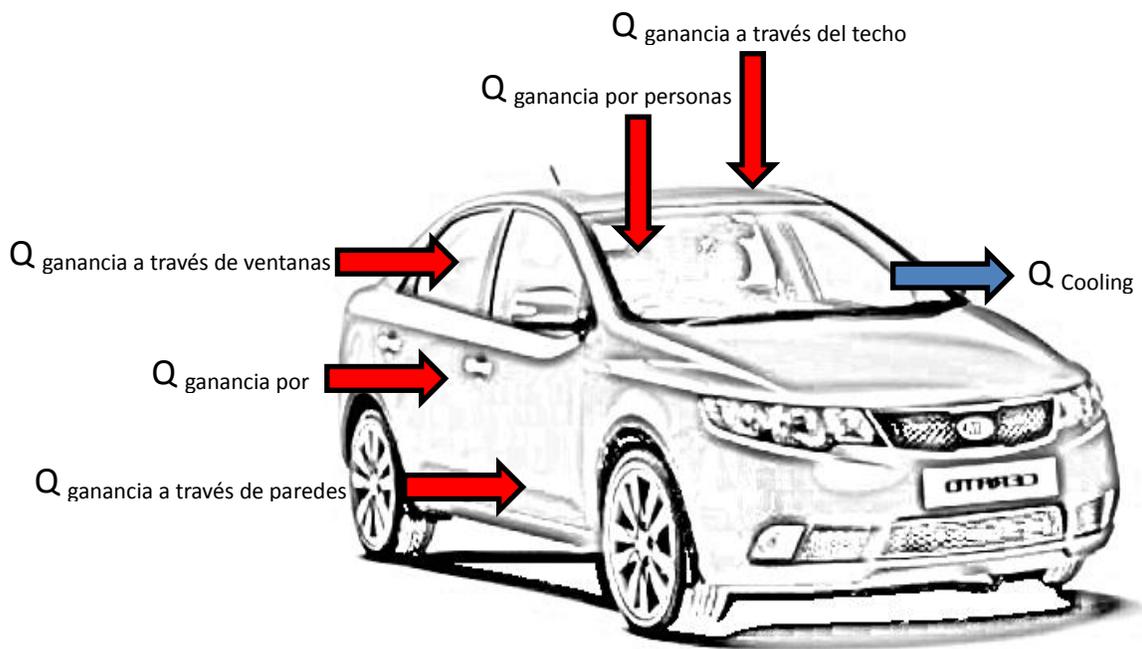


Figura 4. Balance energético para un vehiculó referencia kia cerato forte

$$\frac{\Delta Q_{aire}}{dt} = Q_{heating} - Q_{cooling} + Q_{inf} + Q_{vent} + Q_{tran} + Q_{gain} + Q_{sol} \quad (3.1)$$

Donde;

$\frac{\Delta Q_{aire}}{dt}$ = Es el cambio de la energía térmica del aire en la zona, en un intervalo de tiempo dt . Debido a que no existen reacciones químicas ni cambios de presión en el transporte de energía, por lo tanto el valor de esta energía es asumida como cero.

$Q_{heating}, Q_{cooling}$ = Energías suministradas por el calentamiento o enfriamiento de los equipos, respectivamente. En este caso, solo tenemos aporte de enfriamiento por parte del sistema de acondicionamiento de aire, por lo tanto el valor de $Q_{heating} = 0$

Q_{inf}, Q_{vent} = Energías térmicas ganadas por infiltración y ventilación. Dado que en el vehículo no se presentan ganancias de calor por ventilación, el valor del Q_{vent} es igual a cero.

Q_{tran} = Energía térmica ganada por la transmisión de calor a través de las paredes, techos y pisos.

Q_{gain} = Energía térmica ganada por el efecto de las luces, ocupantes, electrodomésticos (equipos menores) y equipos de potencia.

Q_{sol} = Energía térmica ganadas debidas al sol, es decir las ganancias solares absorbidas en las superficies interiores de todas las ventanas.

3.2 Cálculo Ganancia de Calor a través de Paredes

La ganancia de calor a través de paredes exteriores se determina así:

$$Q_{tran,paredes} = \sum_{i=1}^n Q_{tran,paredes,i}$$

$$Q_{tran,paredes,i} = U * A * CLTD_c \quad (3.2)$$

CLTD_c: Diferencia de temperatura corregida para la carga de enfriamiento.

El CLTD debe ser corregido dependiendo de la latitud y el mes de diseño, al igual que si se tiene valores diferentes de temperatura.

$$CLTD_c = [(CLTD + LM) * K + (78 - Tr) + (To - 85)] \quad (3.3)$$

CLDT: Diferencia de temperatura para la carga de enfriamiento según el grupo a que pertenece la pared.

LM: Corrección de acuerdo a la latitud del lugar y el mes de diseño seleccionado.

Tr: Temperatura de Diseño Interior

To: Temperatura promedio exterior = Temperatura de diseño exterior – (variación diaria de temperatura)/2)

K: Corrección por color: 0.65 para paredes de colores claros (crema entre otros), 0.83 para paredes de color medio (azul medio, verde medio, rojo claro, café claro, madera sin pintar, concreto color natural, etc.), 1 para colores oscuros (azul oscuro, rojo, café, verde, etc.)

U: Coeficiente global de transferencia de calor. Btu/(hr*ft²*°F)

3.3 Cálculo Ganancia de Calor a través de Techos

El cálculo de la ganancia de calor a través de techos, se determina así:

$$Q_{tran,techos} = \sum_{i=1}^n Q_{tran,techos,i}$$

$$Q_{tran,techos,i} = U * A * CLTD_c \quad (3.4)$$

CLDT_c: Diferencia de temperatura corregida para la carga de enfriamiento

El CLTD debe ser corregido dependiendo de la latitud y el mes de diseño, los valores de temperatura, colores de las superficies mediante la siguiente ecuación:

$$CLTD_c = [(CLTD + LM) * K + (78 - Tr) + (To - 85)] * f \quad (3.5)$$

CLDT: Diferencia equivalente de temperatura según el tipo de techo

LM: Corrección de acuerdo a la latitud del lugar y el mes de diseño seleccionado.

Tr: Temperatura de Diseño Interior

To: Temperatura promedio exterior = Temperatura de diseño exterior – (variación diaria de temperatura)/2)

K: Corrección por color: 0,65 para techos de colores claros; 0,83 para techos de color medio; 1 para colores oscuros.

f: Factor de ventilación aplicable a ventiladores o conductos sobre cielo falso; este valor es 1 si no hay conductos ni ventilación en techo falso y es 0,75 si hay ventilación positiva, ventiladores entre el cielo falso y techo.

U: Coeficiente global de transferencia de calor.

3.4 Calculo Ganancia de Calor a través de Ventilación e Infiltraciones

El cálculo de la carga a través de ventilación e infiltraciones se calculan de la siguiente manera:

Las cargas por infiltración del aire a través de grietas, puertas y ventanas, o por ventilación (aire exterior suministrado naturalmente o por medio mecánicos) por requisitos de salud o confort, son de carácter sensible y latente. Las cargas por infiltración son cargas directas sobre el local, causadas por la mayor presión del aire en el exterior del edificio, mientras las de ventilación son cargas que deben ser incluidas a la carga total del equipo.

Normalmente, sólo se considera una de las dos, y rara vez simultáneamente infiltración y ventilación. Las ecuaciones empleadas son:

Calor sensible:

$$q_s = 1.1 * CFM * \Delta T \quad (3.6)$$

Calor latente:

$$q_l = 4840 * CFM * \Delta W \quad (3.7)$$

ΔT : Diferencia de Temperatura = $T_{\text{exterior}} - T_{\text{interior}}$. °F

ΔW : Diferencia de humedad específica en lb vapor de agua / lb aire seco. Los valores de W se obtienen de la carta psicrométrica.

cfm: Caudal de infiltración o ventilación de aire. (ft³/min). Para el caso de la ventilación este depende del número de personas y de la actividad dentro del espacio acondicionado.

Las ganancias de calor debidas a las personas están compuestas de dos partes: calor sensible y calor latente, resultante de la sudoración y respiración. Parte del calor sensible puede ser absorbido por el efecto de almacenamiento, mientras que el calor latente es absorbido instantáneamente por el equipo de aire acondicionado.

$$Q_{gain,ocupantes} = Q_{gain,ocupantes,sensible} + Q_{gain,ocupantes,latente} \quad (3.8)$$

$$Q_{gain,ocupantes,sensible} = q_{sp} * N * CLF \quad (3.9)$$

$$Q_{gain,ocupantes,latente} = q_{lsp} * N \quad (3.10)$$

Donde;

q_{sp}, q_{lsp} : ganancia de calor sensible y latente por persona respectivamente. Este valor depende del grado de actividad de la persona y del tipo de aplicación

N : Número de personas que ocupan el espacio

CLF : Factor de Carga de enfriamiento para personas, que está basado en el tiempo de ocupación. Este factor solo se emplea para la carga sensible. El CLF es igual a 1 si el sistema de enfriamiento no opera durante las 24 horas del día. También en auditorios o sitios donde la densidad de población es alta y cuando el equipo se apaga durante la noche o fines de semana.

Esta carga se debe tanto al efecto de la conducción a través de la superficie como la radiación que es transmitida a través de ella al interior del espacio acondicionado.

Se calcula así:

$$Q_{sol} = Q_{sol,conduccion} + Q_{sol,radiacion} \quad (3.11)$$

3.4.1 Conducción a través de Vidrio Externo

Para determinar la conducción a través de un vidrio expuesto al sol se emplea la siguiente ecuación:

$$q_{sol,conduccion} = U * A * CLTDc \quad (3.12)$$

CLDTc: Diferencia equivalente de temperatura corregida según las temperaturas de diseño mediante la siguiente ecuación:

$$CLTDc = CLTD + (78 - Tr) + (To - 85) \quad (3.13)$$

CLDT: Diferencia equivalente de temperatura.

Tr y **To:** Son la temperatura de diseño interior y la temperatura promedio exterior respectivamente.

U: Coeficiente global de transferencia de calor. Depende del tipo de vidrio, de la posición de los paneles, si tiene o no dispositivos de sombreado.

3.4.2 Radiación a través de Vidrio Externo

Para el cálculo de la ganancia de calor debido a la radiación solar a través de vidrios se emplea la siguiente ecuación:

$$q = A * SC * SHGF * CLF \quad (3.14)$$

SC: Coeficiente de sombreado para vidrio. Depende del tipo de vidrio, espesor, y la presencia o no de elementos de sombreado como cortinas, persianas, aleros.

SHGF: Factor de ganancia de calor solar en $Btu/h*ft^2$. Depende de la latitud, orientación y el mes de diseño.

CLF: Factor de carga de enfriamiento para vidrios. Depende de la hora solar, tipo de construcción (ligera, media o pesada), de la presencia o no de elementos de sombreado y de la orientación.

Para la determinación de la capacidad total en toneladas de refrigeración del equipo de enfriamiento y la capacidad de enfriamiento y flujo de aire de suministro en cfm de las unidades terminales tipo fan – coil requeridas para cada espacio acondicionado, se empleó la metodología propuesta por la Trame Corporación basada en las curvas del serpentín de enfriamiento.

3.4.3 Carga Total del Equipo

La carga total de enfriamiento, en *Btu/hr*, se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$\text{Carga de Enfriamiento} \left(\frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \right) = 4.5 * \text{Cfm}_{\text{suministro}} * (h_{\text{retorno}} - h_{\text{suministro}}) \quad (4.1)$$

La ecuación para el cálculo de la carga de enfriamiento, fue tomada de *Fundamentals ASHRAE 1977*, Metodología de cálculo de carga térmica CLDT/SCL/CLF para sistemas de aire acondicionado.

Donde,

El aire de suministro esta dado en *cfm*.

h_{retorno} = Es la entalpía del aire de entrada, Btu/lb.

$h_{\text{suminitro}}$ = Es la entalpía del aire de salida, Btu/lb.

El valor de 4,5 no es constante, es el producto de la densidad del aire a condiciones estándar y el factor de conversión de 60 minutos por hora. Si el aire está a otras condiciones y elevaciones el factor cambiará.

$$\text{Densidad del aire} = 0.075 \text{ lb/ft}^3$$

$$0.075 \times 60 \text{ min/hr} = 4.5$$

4. BALANCE DE EXERGÍA VEHÍCULO KIA CERATO FORTE

Para determinar el cálculo del balance exegético, es importante conocer cada variable utilizada el modelo energético de las construcciones y sistemas HVAC. Para el cálculo del balance exegético del vehículo, se baso en el modelo de balance de exergía por zonas.

La ecuación para el balance exegético está definida como:

$$\frac{\Delta X_{aire}}{dt} = X_{heating} - X_{cooling} + X_{inf} + X_{vent} + X_{tran} + X_{gain} + X_{elect} + X_{sol} - X_{dest}$$

○

$$X_{dest} = X_{tran} + X_{gain} + X_{elect} + X_{sol} - X_{cooling} \quad (4.1)$$

Donde;

$\frac{\Delta X_{aire}}{dt}$ = Es el cambio de la exergía térmica del aire en la zona, en un intervalo de tiempo dt. Debido a que no existen reacciones químicas ni cambios de presión en el transporte de energía, por lo tanto el valor de esta variación de exergía es asumida como cero.

$X_{heating}, X_{cooling}$ = Son las exergías suministradas por el calentamiento o enfriamiento de los equipos, respectivamente. En este caso, solo tenemos aporte de enfriamiento por parte del sistema de acondicionamiento de aire, por lo tanto el valor de $X_{heating} = 0$

X_{inf}, X_{vent} = Son las exergías térmicas ganadas por infiltración y ventilación.

X_{tran} = es la exergía térmica ganada por la transmisión de calor a través de las paredes, techos y pisos.

X_{gain} = es la exergía térmica ganada por el efecto de las luces, ocupantes, electrodomésticos (equipos menores) y equipos de potencia.

X_{sol} = son las exergías térmicas ganadas debidas al sol, es decir las ganancias solares absorbidas en las superficies interiores de todas las ventanas.

X_{elect} = son las exergías ganadas debidas a la potencia consumida por el blower y el compresor. (Sakulpipatsin *et al.*, 2010)

4.1 Ganancia de Exergía debido a la Carga de Enfriamiento

El cálculo de la ganancia de exergía por efecto del enfriamiento de los equipos se calcula así:

$$X_{cooling} = Q_{cooling} * \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \quad (4.2)$$

Donde;

T_0 = temperatura ambiente a condiciones estandar de 25°C

T_i = temperatura interior del local de 24°C

$Q_{cooling}$ = carga de enfriamiento requerida en el local

$Q_{heating}$ = carga de calefaccion requerida en el local

4.2 Ganancia de Exergía por Infiltracion o Ventilacion

El cálculo de la ganancia de exergía por ventilación e infiltraciones se calcula así:

$$X_{inf} = Q_{inf} * \left(1 - \frac{T_0}{T_i - T_0} * \ln\left(\frac{T_i}{T_0}\right)\right) \quad (4.3)$$

$$X_{vent} = Q_{vent} * \left(1 - \frac{T_0}{T_{vent,out} - T_{vent,int}} * \ln \left(\frac{T_{vent,out}}{T_{vent,int}} \right) \right) \quad (4.4)$$

Donde;

T_0 = temperatura ambiente a condiciones estandar de 25°C

T_i = temperatura interior del local de 24°C

$T_{vent,out}$ = temperatura del aire de suministro en el exterior

$T_{vent,in}$ = temperatura del aire en el interior del local

Q_{inf} = carga debido a las infiltraciones en el local

Q_{inf} = carga debido por efecto de ventilacion en el local

4.3 Ganancia de Exergía a través de Paredes y Techos

El cálculo de la ganancia de exergía por a través de paredes, techos y pisos se calcula así:

$$X_{tran} = \sum_{i=1}^n X_{tran,i} = \sum_{i=1}^n \left(Q_{tran,i} * \left(1 - \frac{T_0}{T_{surface,i}} \right) \right) \quad (4.5)$$

Donde;

T_0 = temperatura ambiente a condiciones estandar de 25°C

$T_{surface,i}$ = temperatura superficial

$Q_{tran,i}$ = carga debida a la transmisión de de calor en paredes, o en techos

4.4 Ganancia de Exergía por medio de Ocupantes y Equipos de Potencia

El cálculo de la ganancia de exergía por efecto de los ocupantes, equipos menores y equipos de potencia se calcula así

$$X_{gain} = \sum_{i=1}^n X_{gain,i} = \sum_{i=1}^n \left(Q_{gain,i} * \left(1 - \frac{T_0}{T_{source,i}} \right) \right) \quad (4.6)$$

Donde;

T_0 = temperatura ambiente a condiciones estandar de 25°C

$T_{surface,i}$ = temperatura de la superficie analizada

$Q_{gain,i}$ = carga ter. debida a los efectos de los ocupantes, eq menores y eq.potencia y luces

4.5 Ganancia de Exergía debido a la Incidencia del Sol

El cálculo de la ganancia de exergía por efecto de la incidencia del sol se calcula así:

$$X_{sol} = Q_{sol} * \left(1 - \frac{T_0}{T_{sun}} \right) \quad (4.7)$$

Donde;

T_0 = temperatura ambiente a condiciones estandar de 25°C

T_{sun} = 6000K

Q_{sol} = Carga termica a traves de los vidrios

5. GUÍA DE TRABAJO PARA LA REALIZACIÓN DE LAS ENSAYOS EXPERIMENTALES

Objetivo General

Modelar una serie de experimentos, para determinar el comportamiento de la exergía destruida, la exergía destruida por carga de enfriamiento y la carga de enfriamiento.

Objetivos Específicos

Analizar la exergía destruida al variar la velocidad del blower del evaporador, y las revoluciones del motor en intervalos de 5 minutos.

Analizar la exergía destruida por carga de enfriamiento al variar la velocidad del blower del evaporador, y las revoluciones del motor en intervalos de 5 minutos.

Analizar la carga de enfriamiento al variar la velocidad del blower del evaporador, y las revoluciones del motor en intervalos de 5 minutos.

Identificar los puntos más relevantes, donde hay mayor variación de exergía destruida, exergía destruida por carga de enfriamiento y carga de enfriamiento.

Dar a conocer los pasos a seguir para la realización del experimento; las condiciones térmicas y las variaciones de operación a la que es sometida el sistema de acondicionamiento de aire del vehículo (kia cerato forte), son reales; para la adquisición de datos se cuenta con equipos de última tecnología que permiten medir variables como temperatura superficial, humedad relativa, flujo del aire, temperatura interior del vehículo y temperatura exterior.

5.1 Instrucción de actividades para llevar a cabo el Modelo Experimental del Sistema de Acondicionamiento de Aire de un Vehículo (Kia Cerato Forte)

1. Poner en marcha el vehículo y colocar en funcionamiento en sistema de acondicionamiento de aire, el recolector de datos programado para guardar información cada 5 minutos.
2. Registrar la temperatura y humedad relativa a la entrada del evaporador cada 5 minutos, número de mediciones 6 veces, variando la velocidad (alta, Media y baja) del blower del evaporador y las revoluciones del motor (1000, 1500, 2000, 2500 rpm)
3. Registrar la temperatura, humedad relativa y el flujo del aire en las rejillas de ventilación central cada 5 minutos, número de mediciones 6 veces, variando la velocidad (alta, Media y baja) del blower del evaporador y las revoluciones del motor (1000, 1500, 2000, 2500 rpm).
4. Registrar la temperatura superficial en las puertas techo y ventanas del vehículo, cada 5 minutos, número de mediciones 6 veces, durante la variación de las velocidades del blower y las revoluciones del motor.
5. Registrar la temperatura y humedad relativa del exterior, cada 5 minutos, número de mediciones 6 veces, durante la variación de las velocidades del blower y las revoluciones del motor.

5.2 Metodología para el desarrollo del experimento al Sistema de Acondicionamiento de Aire de un Vehículo (Kia Cerato Forte)

Una vez obtenido todos los datos necesarios, teniendo en cuenta las variaciones de las condiciones térmicas y de operación del sistema de acondicionamiento de aire, calefacción y ventilación del vehículo (kia cerato forte), se realizó el balance energético aplicando la metodología de cálculo de carga térmica CLDT/SCL/CLF

para sistemas de aire acondicionado, para saber las cargas a la que esta sometida el vehiculó y posteriormente se procedió a realizar el balance exergetico empleando el modelo energético de las construcciones y sistemas HVAC para deducir la cantidad de energía que se esta perdiendo.

6. RESULTADOS PARCIALES DEL BALANCE ENERGÉTICO APLICANDO LA METODOLOGÍA DE CALCULO DE CARGA TÉRMICA CLDT/SCL/CLF PARA SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO.

Se obtuvo los siguientes resultados del balance energético en condiciones de operación del motor a 1000 rpm y velocidad alta del blower de enfriamiento

Tabla 3. Ganancias de calor a través de las ventanas del vehículo durante las condiciones de operación del motor a 1000 rpm y velocidad alta del blower de enfriamiento.

GANANCIA DE CALOR A TRAVÉS DE VENTANAS	
q	t(min)
2178.404609	5
2254.788004	10
2286.955215	15
2283.168064	20
2296.395589	25
2296.395589	30

Tabla 4. Ganancias de calor a través de las ventanas del vehículo durante la condiciones de operación del motor a 1000 rpm y velocidad media del blower de enfriamiento

GANANCIA DE CALOR A TRAVÉS DE VENTANAS	
q	t(min)
2210.664107	5
2211.508621	10
2209.721286	15
2214.905995	20
2209.75869	25
2209.75869	30

Tabla 5. Ganancias de calor a través de las ventanas del vehículo durante la condiciones de operación del motor a 1000 rpm y velocidad baja del blower de enfriamiento.

GANANCIA DE CALOR A TRAVÉS DE VENTANAS	
q	t(min)
2038.306281	5
2006.728156	10
1923.168724	15
1909.126457	20
1896.892935	25
1896.892935	30

Tabla 6. Ganancias de calor a través de paredes del vehículo durante la condiciones de operación del motor a 1000 rpm y velocidad alta del blower de enfriamiento.

GANANCIA DE CALOR A TRAVÉS DE PAREDES	
q	t(min)
425.470	5
439.419	10
440.293	15
429.083	20
397.344	25
408.713	30

Tabla 7. Ganancias de calor a través de paredes del vehículo durante la condiciones de operación del motor a 1000 rpm y velocidad media del blower de enfriamiento.

GANANCIA DE CALOR A TRAVÉS DE PAREDES	
q	t(min)
375.790	5
376.660	10
411.252	15
412.411	20
409.718	25
401.342	30

Tabla 8. Ganancias de calor a través de paredes del vehículo durante la condiciones de operación del motor a 1000 rpm y velocidad baja del blower de enfriamiento.

GANANCIA DE CALOR A TRAVÉS DE PAREDES	
q	t(min)
394.804	5
401.057	10
401.417	15
403.484	20
401.846	25
398.959	30

Tabla 9. Ganancias de calor a través del techo del vehículo durante la condiciones de operación del motor a 1000 rpm y velocidad alta del blower de enfriamiento.

CARGA A TRAVÉS DEL TECHO	
q	t(min)
1524.291	5
1567.675	10
1583.659	15
1569.959	20
1396.421	25
1517.441	30

Tabla 10. Ganancias de calor a través del techo del vehículo durante la condiciones de operación del motor a 1000 rpm y velocidad media del blower de enfriamiento.

CARGA A TRAVÉS DEL TECHO	
q	t(min)
1524.291	5
1526.574	10
1531.141	15
1535.708	20
1531.141	25
1510.591	30

Tabla 11. Ganancias de calor a través del techo del vehículo durante la condiciones de operación del motor a 1000 rpm y velocidad baja blower de enfriamiento.

CARGA A TRAVÉS DEL TECHO	
q	t(min)
1490.040	5
1508.307	10
1515.157	15
1526.574	20
1528.858	25
1535.708	30

Los resultados, del balance energético en condiciones de operación del motor a 1500 rpm y velocidad alta del blower de enfriamiento.

Tabla 12. Ganancias de calor a través de las ventanas del vehículo durante la condiciones de operación del motor a 1500 rpm y velocidad alta del blower de enfriamiento.

GANANCIA DE CALOR A TRAVÉS DE VENTANAS	
q	t(min)
2225.665793	5
2301.60823	10
2325.153864	15
2330.051283	20
2334.972202	25
2334.972202	30

Tabla 13. Ganancias de calor a través de las ventanas del vehículo durante la condiciones de operación del motor a 1500 rpm y velocidad media del blower de enfriamiento.

GANANCIA DE CALOR A TRAVÉS DE VENTANAS	
q	t(min)
2257.610321	5
2258.328846	10
2260.946791	15
2261.915203	20
2256.767898	25
2256.767898	30

Tabla 14. Ganancias de calor a través de las ventanas del vehículo durante la condiciones de operación del motor a 1500 rpm y velocidad baja del blower de enfriamiento.

GANANCIA DE CALOR A TRAVÉS DE VENTANAS	
q	t(min)
2080.469251	5
2048.891126	10
1969.547991	15
1955.505724	20
1943.272202	25
1943.272202	30

Tabla 15. Ganancias de calor a través de paredes del vehículo durante la condiciones de operación del motor a 1500 rpm y velocidad alta del blower de enfriamiento.

GANANCIA DE CALOR TRAVÉS DE PAREDES	
q	t(min)
435.034	5
448.983	10
448.119	15
438.647	20
405.169	25
418.277	30

Tabla 16. Ganancias de calor a través de paredes del vehículo durante la condiciones de operación del motor a 1500 rpm y velocidad media del blower de enfriamiento.

GANANCIA DE CALOR TRAVÉS DE PAREDES	
q	t(min)
385.355	5
386.224	10
421.685	15
421.976	20
419.283	25
411.776	30

Tabla 17. Ganancias de calor a través de paredes del vehículo durante la condiciones de operación del motor a 1500 rpm y velocidad baja del blower de enfriamiento.

GANANCIA DE CALOR A TRAVÉS DE PAREDES	
q	t(min)
403.499	5
409.751	10
410.981	15
413.048	20
411.410	25
408.523	30

Tabla 18. Ganancias de calor a través del techo del vehículo durante la condiciones de operación del motor a 1500 rpm y velocidad alta del blower de enfriamiento.

CARGA ATRAVÉS DEL TECHO	
q	t(min)
1549.408	5
1592.793	10
1604.210	15
1595.076	20
1416.972	25
1542.558	30

Tabla 19. Ganancias de calor a través del techo del vehículo durante la condiciones de operación del motor a 1500 rpm y velocidad media del blower de enfriamiento.

CARGA A TRAVÉS DEL TECHO	
q	t(min)
1549.408	5
1551.692	10
1558.542	15
1560.825	20
1556.258	25
1537.991	30

.

Tabla 20. Ganancias de calor a través del techo del vehículo durante la condiciones de operación del motor a 1500 rpm y velocidad baja del blower de enfriamiento.

CARGA A TRAVÉS DEL TECHO	
q	t(min)
1512.874	5
1531.141	10
1540.275	15
1551.692	20
1553.975	25
1560.825	30

Los resultados, del balance energético en condiciones de operación del motor a 2000 rpm y velocidad alta del blower son:

Tabla 21. Ganancias de calor a través de las ventanas del vehículo durante la condiciones de operación del motor a 2000 rpm y velocidad alta del blower de enfriamiento.

GANANCIA DE CALOR A TRAVÉS DE VENTANAS	
q	t(min)
2275.37944	5
2368.628023	10
2358.632264	15
2375.926598	20
2389.154122	25
2389.154122	30

Tabla 22. Ganancias de calor a través de las ventanas del vehículo durante la condiciones de operación del motor a 2000 rpm y velocidad media del blower de enfriamiento.

GANANCIA DE CALOR A TRAVÉS DE VENTANAS	
q	t(min)
2324.504	5
2304.267	10
2310.912	15
2311.881	20
2285.652	25
2285.652	30

Tabla 23. Ganancias de calor a través de las ventanas del vehículo durante la condiciones de operación del motor a 2000 rpm y velocidad baja del blower de enfriamiento.

GANANCIA DE CALOR A TRAVÉS DE VENTANAS	
q	t(min)
2122.632	5
2091.054	10
1918.952	15
2014.534	20
1985.435	25
1985.435	30

Tabla 24. Ganancias de calor a través de paredes del vehículo durante la condiciones de operación del motor a 2000 rpm y velocidad alta del blower de enfriamiento.

GANANCIA DE CALOR A TRAVÉS DE PAREDES	
q	t(min)
445.468	5
462.895	10
455.074	15
448.211	20
416.472	25
421.755	30

Tabla 25. Ganancias de calor a través de paredes del vehículo durante la condiciones de operación del motor a 2000 rpm y velocidad media del blower de enfriamiento.

GANANCIA DE CALOR A TRAVÉS DE PAREDES	
q	t(min)
399.266	5
395.788	10
432.119	15
432.409	20
425.369	25
415.254	30

Tabla 26. Ganancias de calor a través de paredes del vehículo durante la condiciones de operación del motor a 2000 rpm y velocidad baja del blower de enfriamiento.

GANANCIA DE CALOR A TRAVÉS DE PAREDES	
q	t(min)
412.194	5
418.446	10
400.547	15
425.221	20
420.105	25
418.957	30

Tabla 27. Ganancias de calor a través del techo del vehículo durante la condiciones de operación del motor a 2000 rpm y velocidad alta del blower de enfriamiento.

CARGA A TRAVÉS DEL TECHO	
q	t(min)
1576.809	5
1629.327	10
1622.477	15
1620.193	20
1446.656	25
1551.692	30

Tabla 28. Ganancias de calor a través del techo del vehículo durante la condiciones de operación del motor a 2000 rpm y velocidad media del blower de enfriamiento.

CARGA A TRAVÉS DEL TECHO	
q	t(min)
1585.943	5
1576.809	10
1585.943	15
1588.226	20
1572.242	25
1547.125	30

Tabla 29. Ganancias de calor a través del techo del vehículo durante la condiciones de operación del motor a 2000 rpm y velocidad baja del blower de enfriamiento.

CARGA A TRAVÉS DEL TECHO	
q	t(min)
1535.708	5
1553.975	10
1512.874	15
1583.659	20
1576.809	25
1588.226	30

Los resultados, del balance energético en condiciones de operación del motor a 2500 rpm y velocidad alta del blower de enfriamiento.

:

Tabla 30. Ganancias de calor a través de las ventanas del vehículo durante la condiciones de operación del motor a 2500 rpm y velocidad alta del blower de enfriamiento.

GANANCIA DE CALOR A TRAVÉS DE VENTANAS	
q	t(min)
2339.379824	5
2415.00729	10
2447.174501	15
2443.38735	20
2456.614874	25
2456.614874	30

Tabla 31. Ganancias de calor a través de las ventanas del vehículo durante la condiciones de operación del motor a 2500 rpm y velocidad media del blower de enfriamiento.

GANANCIA DE CALOR A TRAVÉS DE VENTANAS	
q	t(min)
2370.883393	5
2371.727907	10
2369.940572	15
2375.125281	20
2369.977976	25
2369.977976	30

Tabla 32. Ganancias de calor a través de las ventanas del vehículo durante la condiciones de operación del motor a 2500 rpm y velocidad baja del blower de enfriamiento.

GANANCIA DE CALOR A TRAVÉS DE VENTANAS	
q	t(min)
2198.525566	5
2166.947442	10
2083.38801	15
2069.345743	20
2057.11222	25
2057.11222	30

Tabla 33. Ganancias de calor a través de paredes del vehículo durante la condiciones de operación del motor a 2500 rpm y velocidad alta del blower de enfriamiento.

GANANCIA DE CALOR A TRAVÉS DE PAREDES	
q	t(min)
458.510	5
472.459	10
473.334	15
462.123	20
430.384	25
406.974	30

Tabla 34. Ganancias de calor a través de paredes del vehículo durante la condiciones de operación del motor a 2500 rpm y velocidad media del blower de enfriamiento.

GANANCIA DE CALOR A TRAVÉS DE PAREDES	
q	t(min)
408.830	5
409.700	10
444.292	15
445.452	20
442.758	25
434.382	30

Tabla 35. Ganancias de calor a través de paredes del vehículo durante la condiciones de operación del motor a 2500 rpm y velocidad baja del blower de enfriamiento.

GANANCIA DE CALOR A TRAVÉS DE PAREDES	
q	t(min)
427.845	5
434.097	10
434.457	15
436.524	20
434.886	25
431.999	30

Tabla 36. Ganancias de calor a través del techo del vehículo durante la condiciones de operación del motor a 2500 rpm y velocidad alta del blower de enfriamiento.

CARGA A TRAVÉS DEL TECHO	
q	t(min)
1611.060	5
1654.444	10
1670.428	15
1656.728	20
1483.190	25
1512.874	30

Tabla 37. Ganancias de calor a través del techo del vehículo durante la condiciones de operación del motor a 2500 rpm y velocidad media del blower de enfriamiento.

CARGA A TRAVÉS DEL TECHO	
q	t(min)
1611.060	5
1613.343	10
1617.910	15
1622.477	20
1617.910	25
1597.360	30

Tabla 38. Ganancias de calor a través del techo del vehículo durante la condiciones de operación del motor a 2500 rpm y velocidad baja del blower de enfriamiento.

CARGA A TRAVÉS DEL TECHO	
q	t(min)
1576.809	5
1595.076	10
1601.926	15
1613.343	20
1615.627	25
1622.477	30

Tabla 39. Ganancia de calor por personas, durante todas las condiciones de operación del motor y la variación de velocidades del blower de enfriamiento.

GANANCIA DE CALOR POR PERSONAS					
Nº Personas	SHG	LHG	CLF	q_{latente}	q_{sensible}
2	375	625	0.5	1250	367.5

Tabla 40. Ganancia de calor por infiltraciones, durante todas las condiciones de operación del motor y la variación de velocidades del blower de enfriamiento.

GANANCIA DE CALOR POR INFILTRACIONES							
A	l_{pd}	l_{vd}	CFM	ΔT	ΔW	q_{sensible}	q_{latente}
10764	785508.475	8.53599929	438.4195232	10	0.019658	4822.61	41713.3

7. RESULTADOS PARCIALES DEL BALANCE EXERGETICO APLICANDO EL MODELO ENERGÉTICO DE LAS CONSTRUCCIONES Y SISTEMAS HVAC

Los resultados, del balance exergetico en condiciones de operación del motor a 1000 rpm y velocidad alta del blower son:

Tabla 41. Exergía destruida en cada una de las 4 rejillas centrales de ventilación, durante las condiciones de operación del motor a 1000 rpm y velocidad alta del blower de enfriamiento.

Xdest				t(min)
Rejilla # 1	Rejilla # 2	Rejilla # 3	Rejilla # 4	
0	0	0	0	5
54819.20	54814.79	54813.23	54818.86	10
54821.14	54825.89	54822.97	54818.09	15
54818.18	54817.02	54818.28	54818.81	20
54823.27	54823.61	54820.77	54821.17	25
54813.52	54813.98	54816.04	54821.58	30

Tabla 42. Exergía destruida en cada una de las 4 rejillas centrales de ventilación, durante las condiciones de operación del motor a 1000 rpm y velocidad media del blower de enfriamiento.

Xdest				t(min)
Rejilla # 1	Rejilla # 2	Rejilla # 3	Rejilla # 4	
0	0	0	0	5
55125.30	55120.86	55119.29	55124.95	10
55127.25	55132.02	55129.09	55124.18	15
55124.27	55123.11	55124.37	55124.90	20
55129.39	55129.73	55126.88	55127.28	25
55119.59	55120.05	55122.12	55127.69	30

Tabla 43. Exergía destruida en cada una de las 4 rejillas centrales de ventilación, durante las condiciones de operación del motor a 1000 rpm y velocidad baja del blower de enfriamiento.

Xdest				t(min)
Rejilla # 1	Rejilla # 2	Rejilla # 3	Rejilla # 4	
0	0	0	0	5
55164.09	55159.65	55158.08	55163.75	10
55166.04	55170.82	55167.89	55162.97	15
55163.06	55161.90	55163.16	55163.69	20
55168.19	55168.53	55165.67	55166.07	25
55158.38	55158.84	55160.91	55166.48	30

Los resultados, del balance exergetico en condiciones de operación del motor a 1500 rpm y velocidad alta del blower de enfriamiento son:

Tabla 44. Exergía destruida en cada una de las 4 rejillas centrales de ventilación, durante las condiciones de operación del motor a 1500 rpm y velocidad alta del blower de enfriamiento.

Xdest				t(min)
Rejilla # 1	Rejilla # 2	Rejilla # 3	Rejilla # 4	
0	0	0	0	5
55063.13	55058.32	55056.53	55062.63	10
55063.87	55070.48	55067.39	55064.02	15
55062.47	55061.42	55062.66	55062.49	20
55067.51	55066.62	55063.91	55063.55	25
55056.58	55058.68	55060.68	55065.90	30

Tabla 45. Exergía destruida en cada una de las 4 rejillas centrales de ventilación, durante las condiciones de operación del motor a 1500 rpm y velocidad media del blower de enfriamiento.

Xdest				t(min)
Rejilla # 1	Rejilla # 2	Rejilla # 3	Rejilla # 4	
0	0	0	0	5
55371.98	55367.15	55365.34	55371.48	10
55372.72	55379.38	55376.26	55372.87	15
55371.32	55370.26	55371.51	55371.34	20
55376.39	55375.50	55372.77	55372.40	25
55365.39	55367.51	55369.52	55374.77	30

Tabla 46. Exergía destruida en cada una de las 4 rejillas centrales de ventilación, durante las condiciones de operación del motor a 1500 rpm y velocidad baja del blower de enfriamiento.

Xdest				t(min)
Rejilla # 1	Rejilla # 2	Rejilla # 3	Rejilla # 4	
0	0	0	0	5
55405.96	55401.12	55399.31	55405.46	10
55406.70	55413.37	55410.25	55406.85	15
55405.29	55404.24	55405.48	55405.32	20
55410.37	55409.48	55406.74	55406.38	25
55399.37	55401.48	55403.50	55408.75	30

Los resultados, del balance exergetico en condiciones de operación del motor a 2000 rpm y velocidad alta del blower de enfriamiento son:

La tabla 47. Exergía destruida en cada una de las 4 rejillas centrales de ventilación, durante las condiciones de operación del motor a 2000 rpm y velocidad alta del blower de enfriamiento.

Xdest				t(min)
Rejilla # 1	Rejilla # 2	Rejilla # 3	Rejilla # 4	
0	0	0	0	5
55265.53	55261.17	55294.68	55265.02	10
55266.31	55269.95	55269.30	55265.13	15
55264.87	55262.94	55261.05	55263.08	20
55269.25	55271.55	55269.27	55269.22	25
55257.57	55258.78	55260.62	55267.33	30

Tabla 48. Exergía destruida en cada una de las 4 rejillas centrales de ventilación, durante las condiciones de operación del motor a 2000 rpm y velocidad media del blower de enfriamiento.

Xdest				t(min)
Rejilla # 1	Rejilla # 2	Rejilla # 3	Rejilla # 4	
0	0	0	0	5
55590.28	55585.92	55619.43	55589.77	10
55591.06	55594.70	55594.05	55589.88	15
55589.62	55587.69	55585.80	55587.83	20
55594.00	55596.30	55594.02	55593.97	25
55582.32	55583.53	55585.37	55592.08	30

Tabla 49. Exergía destruida en cada una de las 4 rejillas centrales de ventilación, durante las condiciones de operación del motor a 2000 rpm y velocidad baja del blower de enfriamiento.

Xdest				t(min)
Rejilla # 1	Rejilla # 2	Rejilla # 3	Rejilla # 4	
0	0	0	0	5
55564.34	55559.98	55593.49	55563.83	10
55565.12	55568.77	55568.11	55563.94	15
55563.68	55561.75	55559.87	55561.89	20
55568.06	55570.37	55568.08	55568.03	25
55556.39	55557.59	55559.43	55566.14	30

Los resultados, del balance exergetico en condiciones de operación del motor a 2500 rpm y velocidad alta del blower de enfriamiento son:

Tabla 50. Exergía destruida en cada una de las 4 rejillas centrales de ventilación, durante las condiciones de operación del motor a 2500 rpm y velocidad alta del blower de enfriamiento.

Xdest				t(min)
Rejilla # 1	Rejilla # 2	Rejilla # 3	Rejilla # 4	
0	0	0	0	5
55569.89	55564.52	55562.35	55569.65	10
55573.27	55578.57	55575.19	55569.77	15
55568.08	55567.16	55568.85	55569.39	20
55573.51	55574.63	55570.84	55571.56	25
55573.27	55567.44	55570.40	55575.90	30

Tabla 51. Exergía destruida en cada una de las 4 rejillas centrales de ventilación, durante las condiciones de operación del motor a 2500 rpm y velocidad media del blower de enfriamiento

Xdest				t(min)
Rejilla # 1	Rejilla # 2	Rejilla # 3	Rejilla # 4	
0	0	0	0	5
55909.98	55904.57	55902.37	55909.74	10
55913.39	55918.74	55915.33	55909.86	15
55908.15	55907.23	55908.93	55909.48	20
55913.63	55914.76	55910.94	55911.67	25
55913.39	55907.51	55910.49	55916.04	30

Tabla 52. Exergía destruida en cada una de las 4 rejillas centrales de ventilación, durante las condiciones de operación del motor a 2500 rpm y velocidad baja del blower de enfriamiento.

Xdest				t(min)
Rejilla # 1	Rejilla # 2	Rejilla # 3	Rejilla # 4	
0	0	0	0	5
55957.38	55951.97	55949.78	55957.14	10
55960.79	55966.13	55962.73	55957.26	15
55955.56	55954.63	55956.33	55956.88	20
55961.03	55962.16	55958.34	55959.07	25
55960.78	55954.91	55957.89	55963.44	30

8. RESULTADOS DEL ANÁLISIS EXERGETICO AL SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE DE UN VEHÍCULO (KIA CERATO FORTE)

Posteriormente después haber desarrollado las metodologías de balance energético y el modelo de balance exergetico, se obtuvo los siguientes resultados.

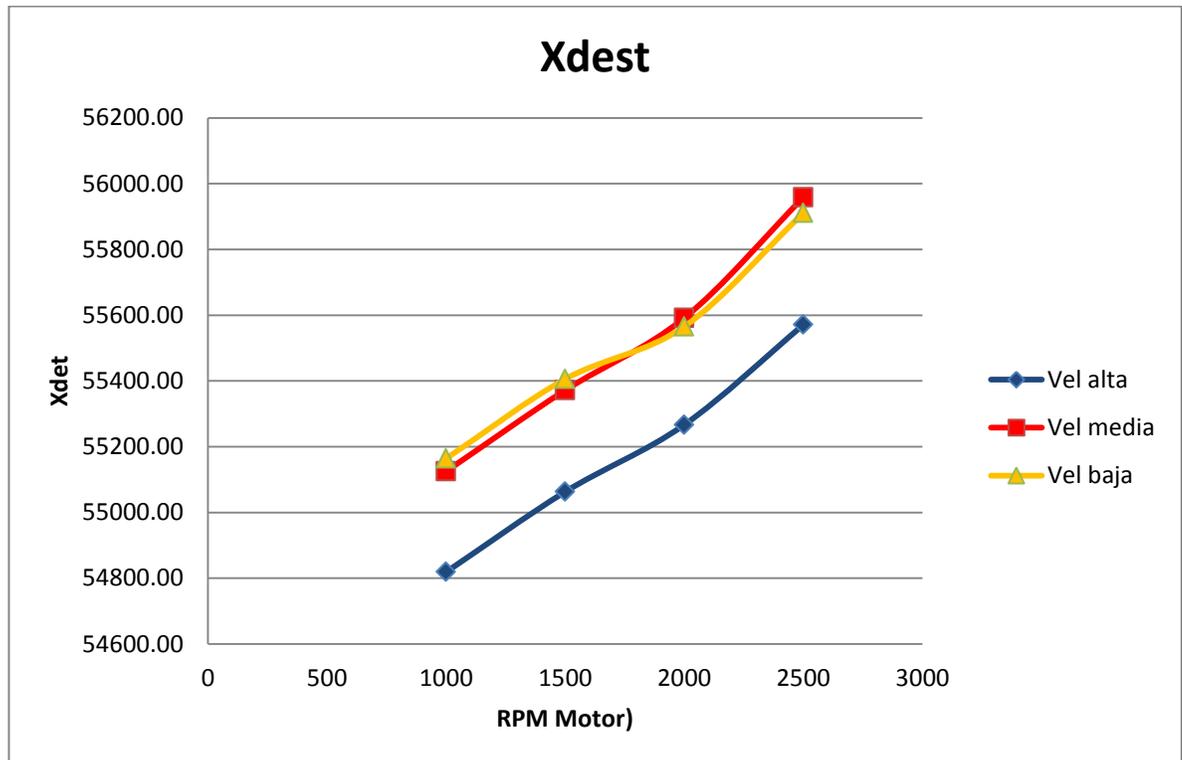


Grafico 1. La exergía destruida vs las revoluciones del motor.

Se observó que se destruye mucha exergía cuando el sistema de acondicionamiento de aire, es operado a velocidad media del blower de enfriamiento y altas revoluciones del motor.

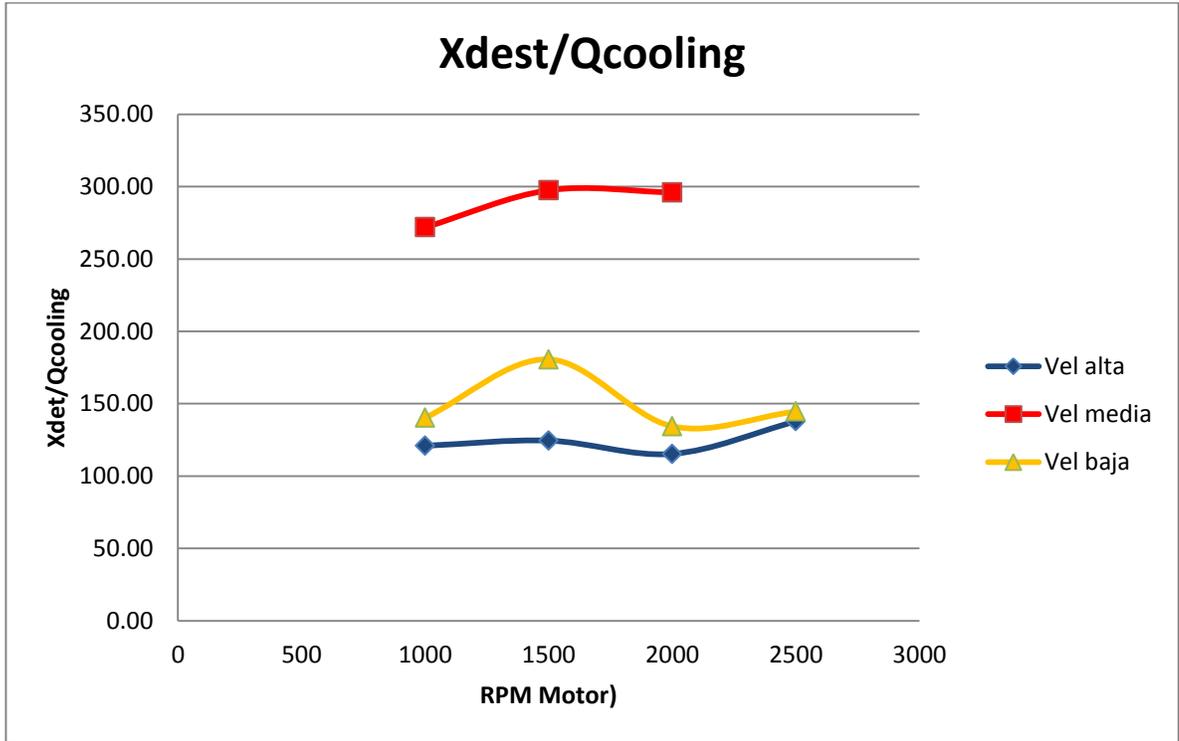
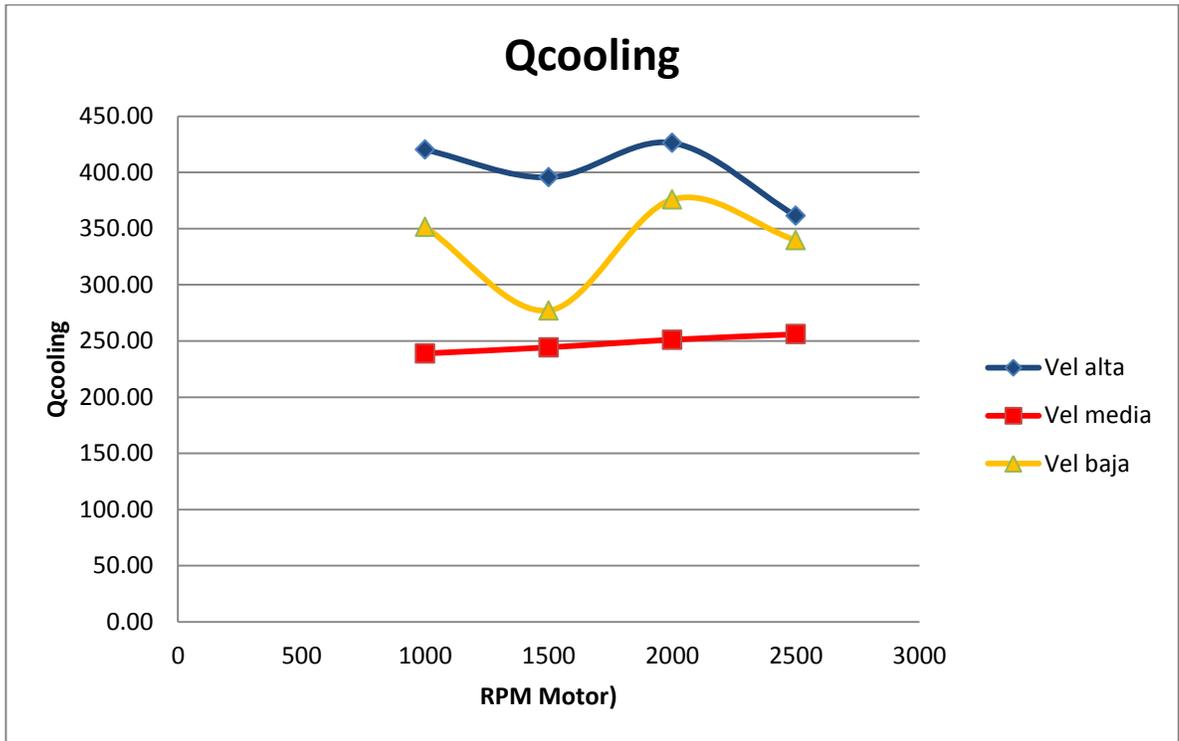


Grafico 2. La exergía destruida / carga de enfriamiento vs las revoluciones del motor.

Se observo que se destruye mas exergía por carga de enfriamiento cuando el sistema de acondicionamiento de aire es operado a velocidad media del blower de enfriamiento y 2500 rpm del motor.



|

Se observo que la carga de enfriamiento se mantiene estable a velocidad media del blower de enfriamiento.

CONCLUSIONES

El análisis exergetico es una herramienta fundamental en la búsqueda de un desarrollo sostenible, ya que permite obtener la información necesaria para la optimización termodinámica del sistema, contribuyendo decisivamente en la eficiencia, integración y mejora energética de las unidades del proceso entre si. Esta mejora traduce en una reducción de las perdidas de energía, por ende una disminución en el consumo y emisiones al ambiente.

La metodología básica para el análisis exergetico hace uso de balances termodinámicos, e introduce a la exergía como una función de estado del sistema, esta suele ser sencilla e ilustrativa, y, además de definir los flujos exergetico del proceso, permite conocer el rendimiento exergetico de cualquier proceso.

La representación grafica del análisis exergetico, resultan herramientas de gran ayuda que permiten evaluar procesos de carácter industrial a los que se quiere mejorar, ya que pueden llegar a incluir, en un mismo diagrama las entradas y salidas de exergía, la exergía destruida y la eficiencia exergetica del proceso; por ende datos de gran ayuda para la optimización energética del proceso.

La incorporación de un modelo de análisis exergetico al sistema de acondicionamiento de aire de un vehículo (kia cerato forte), originalmente creada para la evaluación de impactos ambientales de un determinado proceso, genera información mas detallada de las perdidas de energía del proceso, otorgando una visión mas amplia del sistema, y haciéndola una herramienta de análisis de impactos mas poderosa e útil para los analistas de proceso.

En el análisis de exergía que se desarrollo al sistema de acondicionamiento de aire de un vehículo (kia cerato forte), se observo una gran perdida de exergía (irreversibilidades), cuando el blower del sistema es operado a velocidad media, y el motor del vehículo a 2500 rpm. A partir de esta observación, se pueden plantear

proyectos de optimización para disminuir las pérdidas de exergía; también se observa una notable mejora del sistema, cuando es operado a velocidad alta del blower de enfriamiento y revoluciones bajas en el motor.

REFERENCIAS

- [1] Abreu, a. o. (2009). *análisis exergetico de bienes de equipo*. proyecto de grado, Barcelona.
- [2] Ashrae. (1989). *fundamentals ashrae hanbook*.
- [3] Barranco, M. (2010). *análisis multiobjetivo para la optimizacion en sistemas de generacion de neregía*. tesis doctoral, universidad nacional de colombia.
- [4] Bejan, A., & Tsatsaronis, G. y. (1996). *thermal design and optimization*. New York.
- [5] cornelissen. (1998). *exergetic life cycle analyses*. sweden.
- [6] Delgado, D., & Pérez, E. (2011). *Calculo de la Carga de enfriamiento y Seleccion de La Capacidad de los Equipos Climatizadores para un Edificio de Labores Administrativas Aplicado al Diseño de un Sistema de Agua Enfriada por Aire con Volumen Variable*.
- [7] jacques marachlian, r. b. (2011). *exergy based simulation model for vehicle hvac operation*. applied thermal engineering.
- [8] m., g. b. (2008). *energia y exergia: enfoques hacia la sostenibilidad mediante el analisis de ciclo de vida*. paper presented at the congreso nacional del medio ambiente, madrid.
- [9] Rascon. (2007). *Análisis Exergetico para la integracion energetica de tres esquemas GTL*. universidad de la rioja.

- [10] Sakulpipatsin, P., Itard, L., Van Der Kooi, H., Boelman, E., & Luscuere, G. (2010). An Exergy Application For Analysis Of Buildings And HVAC Systems. *Energy And Building. Science Direct*, 90-90.
- [11] santoyo, j. h. (s.f.). *analisis de exergia del area de fuerza de una planta de dimetil-tereftalato*. universidad nacional autonoma de mexico.
- [12] Torres, J. (2012). *Analisis Exergoeconomico del Sistema de Acondicionamiento de Aire de Un Buque Tipo Nodriza Fluvial*. universidad tecnologica de bolivar, Cartagena.
- [13] Yunus, C. (2003). *Termodinámica*. McGraw Hill.
- [14] zhentao wei, r. z. (2009). *exergy analysis of variable air volumen system for an office building. energyconversion and management*.