



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

AIRE ACONDICIONADO AUTOMOTRIZ TERMOACÚSTICO

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO

PRESENTA:

DAVID HERNÁNDEZ REYES

DIRECTOR DE TESIS:

DR. ARMANDO ROJAS MORÍN

MÉXICO D.F.

2011



*Dedicada a todas las personas que hicieron posible la realización de esta tesis,
especialmente a mi familia; padres y hermanos, que no perdieron nunca la confianza en mí.*

A mis profesores.

A mis amigos.

AGRADECIMIENTOS.

A la Universidad Nacional Autónoma de México y a la Facultad de Ingeniería por brindarme la oportunidad de realizar los estudios de licenciatura.

Al Dr. Armando Rojas por su invaluable asesoría y su apoyo en todo el tiempo que tomó la realización de esta tesis.

A los demás miembros del jurado: Alejandro Rojas, Felipe Muñoz, Raúl Valdéz y Rogelio González por enriquecer esta tesis con sus comentarios y observaciones.

ÍNDICE GENERAL

		Página
1	INTRODUCCIÓN	13
1.1	El aire.	14
1.2	Contaminación del aire.	16
1.3	Efectos a la salud.	17
1.4	El efecto invernadero.	18
1.4.1	Gases responsables del efecto invernadero.	19
1.5	Los hidrocarburos y la contaminación atmosférica.	20
1.5.1	Consumo energético de la ZMVM.	20
1.5.2	La gasolina como el principal combustible.	22
1.5.3	Impacto de los vehículos a gasolina en las emisiones contaminantes.	22
2	EL MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA	24
2.1	Definición.	25
2.2	Breve historia del motor.	27
2.3	Ciclo de operación de 4 tiempos.	28
2.4	La contaminación del aire y la máquina de combustión interna.	30
2.4.1	Causas de la emisión de hidrocarburos no quemados.	31
2.4.2	Causas de la emisión de monóxido de carbono.	33
2.4.3	Causas de la emisión de óxidos de nitrógeno.	33
2.4.4	Causas de la emisión de partículas.	34
2.5	Los sistemas de control de emisiones de tratamiento posterior.	35
2.5.1	Convertidor catalítico.	30
2.6	Balance termodinámico del motor de combustión interna.	36
2.6.1	Análisis termodinámico.	37
2.6.2	Balance de un motor encendido por chispa de 1.7 litros.	41
3	SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO AUTOMOTRIZ.	43
3.1	El sistema de aire acondicionado automotriz.	45
3.1.1	Sistema de calefacción.	46
3.1.2	Sistema de enfriamiento.	48
3.2	El ciclo de compresión de vapor.	49
3.3	Componentes de un sistema de compresión de vapor.	50
3.3.1	Compresor.	51
3.3.2	Condensador.	52
3.3.3	Dispositivos de separación y reserva.	53
3.3.3.1	Depósito deshidratador.	53
3.3.3.2	Acumulador.	54
3.3.4	Dispositivos de estrangulación.	55
3.3.4.1	Válvulas de expansión.	56

3.3.4.2	Válvulas de orificio.	58
3.3.5	Evaporador.	59
3.4	Sistemas alternativos de refrigeración.	60
3.4.1	Refrigeración termoeléctrica.	60
3.4.2	Tecnología de sorción.	61
3.4.2.1	Refrigeración por absorción.	61
3.4.2.2	Refrigeración por adsorción.	62
3.4.3	Refrigeración magnética.	62
3.4.4	Refrigeración termoacústica.	63
3.5	Cuadro comparativo.	63
4	REFRIGERACIÓN TERMOACÚSTICA.	65
4.1	Antecedentes del efecto termoacústico.	67
4.2	Refrigeración termoacústica.	68
4.2.1	El ciclo termoacústico de la bomba de calor.	70
4.3	Componentes de un refrigerador termoacústico.	71
4.3.1	Motor termoacústico.	71
4.3.2	Bomba de calor.	73
4.3.3	Fluido de trabajo.	74
4.4	Consideraciones al diseñar una máquina termoacústica.	74
4.5	Sistemas termoacústicos para vehículos automotores.	76
5	ANÁLISIS TERMODINÁMICO.	78
5.1	Motor termoacústico.	81
5.1.1	Eficiencia térmica del motor termoacústico.	82
5.2	Bomba de calor.	83
5.2.1	Rendimiento de la bomba de calor termoacústica.	84
5.3	Rendimiento del refrigerador termoacústico.	85
6	EVALUACIÓN DEL SISTEMA PROPUESTO.	86
6.1	Potencia térmica y coeficiente de rendimiento típicos de un sistema de aire acondicionado automotriz de compresión de vapor.	87
6.2	Coeficiente de rendimiento de un refrigerador termoacústico.	88
6.3	Evaluación de viabilidad.	89
6.4	Beneficios de un sistema de aire acondicionado automotriz termoacústico.	89
6.4.1	Reducción de combustible y emisiones al usar un sistema de aire acondicionado termoacústico.	92
	CONCLUSIONES	96
	RECOMENDACIONES	97
	REFERENCIAS	98

ÍNDICE DE FIGURAS, GRÁFICAS Y TABLAS.

FIGURAS

<i>Figura 1.1. Capas de la atmósfera.</i>	14
<i>Figura 1.2. Efectos de la contaminación en la salud.</i>	17
<i>Figura 1.3. El efecto invernadero.</i>	18
<i>Figura 1.4. Consumo energético por sector.</i>	21
<i>Figura 2.1. Motor de combustión interna a gasolina.</i>	26
<i>Figura 2.2. Vista interior de un motor recíprocante.</i>	26
<i>Figura 2.3. Vista interior de un motor Wankel.</i>	27
<i>Figura 2.4. Ciclo de cuatro tiempos.</i>	30
<i>Figura 2.5. Convertidor catalítico de tres vías.</i>	36
<i>Figura 2.6. Volumen de control de un MCI.</i>	38
<i>Figura 3.1. Unidad de aire acondicionado.</i>	46
<i>Figura 3.2. Intercambiador de calor con núcleo de aluminio.</i>	47
<i>Figura 3.3. Tipos de control de calefacción.</i>	47
<i>Figura 3.4. Sistema de A/C.</i>	49
<i>Figura 3.5. Ciclo ideal de compresión de vapor.</i>	49
<i>Figura 3.6. Compresor de A/C de Honda Civic.</i>	51
<i>Figura 3.7. Clasificación por configuración.</i>	52
<i>Figura 3.8. Clasificación por flujo.</i>	53
<i>Figura 3.9. Vista interna del depósito deshidratador.</i>	54
<i>Figura 3.10. Vista interna del acumulador.</i>	55
<i>Figura 3.11. Válvula de expansión equilibrada externamente.</i>	56
<i>Figura 3.12. Válvula de expansión equilibrada internamente.</i>	57
<i>Figura 3.13. Válvula de expansión H.</i>	57
<i>Figura 3.14. Válvula de orificio fijo.</i>	58
<i>Figura 3.15. Válvula de orificio variable.</i>	58
<i>Figura 3.16. Funcionamiento del evaporador.</i>	59
<i>Figura 3.17. El efecto Peltier.</i>	60
<i>Figura 3.18. Ciclo de absorción simplificado.</i>	62
<i>Figura 3.19. Refrigeración magnética.</i>	63
<i>Figura 4.1. Refrigerador termoacústico.</i>	66
<i>Figura 4.2. Bomba de calor.</i>	69
<i>Figura 4.3. Ciclo termoacústico.</i>	70
<i>Figura 4.4. Acoplamiento de un motor termoacústico y una bomba de calor.</i>	71

Figura 4.5. Intercambiador de calor.	72
Figura 4.6. Rejilla.	72
Figura 4.7. Configuración de los resonadores.	73
Figura 4.8. Acoplamiento del sistema termoacústico.	77
Figura 5.1. Sistema completo para el análisis.	79
Figura 5.2. Refrigerador termoacústico.	80
Figura 5.3. Elementos del refrigerador termoacústico.	80
Figura 6.1. Reducción del rendimiento combinado al usar un sistema de CV.	91
Figura 6.2. Decremento del consumo de combustible debido al sistema TA.	93
Figura 6.3. Ahorro en pesos.	94
Figura 6.4. Reducción de CO ₂ .	95

GRÁFICAS

Gráfica 1.1. Composición del aire.	16
Gráfica 1.2. Flota vehicular por tipo de combustible.	22
Gráfica 1.3. Contribución de KRV de autos particulares.	23
Gráfica 2.1. Distribución de la energía suministrada al motor.	42

TABLAS

Tabla 1.1. Demanda por tipo de combustible en la ZMVM, 2008.	21
Tabla 2.1. Poder calorífico de combustibles típicos.	37
Tabla 2.2. Datos de prueba.	41
Tabla 3.1. Comparación de los sistemas de refrigeración alternativos.	64
Tabla 6.1. Datos de los vehículos seleccionados para el análisis.	90

OBJETIVOS.

Objetivo general.

Establecer por medio de la realización de un análisis termodinámico, la viabilidad de implementar un sistema de aire acondicionado termoacústico en un vehículo automotor, analizando así el posible beneficio obtenido.

Objetivos particulares.

- Realizar el balance termodinámico del motor a gasolina, obteniendo la cantidad de energía disponible para el sistema termoacústico.
- Obtener las ecuaciones que determinen el rendimiento termodinámico de un sistema termoacústico.
- Determinar la disminución de emisiones contaminantes de un motor de combustión interna, utilizando un sistema termoacústico para el aire acondicionado del vehículo, en comparación con el sistema de compresión de vapor.

JUSTIFICACIÓN.

Uno de los motivos que ocasiona la propuesta de sustituir al ciclo de compresión de vapor de los actuales sistemas de aire acondicionado automotriz, por un dispositivo termoacústico, es el problema de la contaminación atmosférica que impera en la Ciudad de México. La contaminación del aire en las grandes ciudades ocasionada por la quema de combustibles fósiles ha llegado a convertirse en un grave problema de salud y la Ciudad de México no es la excepción; los efectos en la salud son adversos, afectando principalmente las vías respiratorias.

Del total de la demanda energética en la Zona Metropolitana del Valle de México, aproximadamente el 60% del consumo se destina al sector transporte, del cual el 95% utiliza gasolina como combustible, por lo que se han hecho varios esfuerzos para reducir las emisiones en esta fracción de la flota vehicular, tal es el caso de los programas: “Hoy no circula” y “Hoy no circula sabatino”. Sin embargo, no es suficiente y a pesar de los avances en los sistemas de control de los vehículos, aún emiten contaminación en los gases de escape. Pero estos gases no sólo transportan contaminantes, también transportan calor que está siendo arrojado al ambiente sin ser utilizado.

Es aquí donde surge la idea de aprovechar esta energía térmica para impulsar algún sistema que permita la utilización del calor residual como fuente de energía y además permita reducir las emisiones a la atmósfera. De los sistemas adicionales con los que cuenta un vehículo, cuando está en funcionamiento el aire acondicionado es el que más carga añade al motor. Por lo que se decide sustituir al sistema de aire acondicionado convencional de compresión de vapor por un dispositivo termoacústico.

Al eliminar la carga extra que representa el compresor de refrigerante al motor de combustión, la potencia que éste desarrolla puede utilizarse más íntegramente a su propósito fundamental que es la impulsión del vehículo, y con esto obtener un rendimiento mayor del combustible suministrado.

Si bien, existen varias tecnologías alternativas al ciclo de compresión de vapor para la disminución de temperatura, la razón de optar por un sistema termoacústico para aplicaciones automotrices, es que este dispositivo funciona a partir de calor por lo que la fuente pueden ser directamente los gases de escape provenientes del motor de combustión interna, además de no poseer partes internas móviles, no requerir de materiales especiales y poseer un tamaño similar al de un sistema de compresión de vapor de la misma capacidad térmica. Aunque el rendimiento de los sistemas termoacústicos no es de los más elevados que existen en los ciclos de refrigeración, si se parte del hecho que la cantidad de energía térmica disponible en los gases de escape es aproximadamente un tercio de la suministrada al motor por el combustible, entonces es muy probable que éste tercio de energía sea suficiente para poder operar un sistema de aire acondicionado termoacústico.

ALCANCE.

La propuesta de implementar un sistema de aire acondicionado termoacústico en vehículos automotores a gasolina, se limitará únicamente a un análisis termodinámico del sistema planteado.

El hecho de limitarse a los vehículos con motor de ignición por chispa solamente, obedece a que representan la mayor parte de la flota vehicular de la Zona Metropolitana del Valle de México y como tal, son los responsables mayoritarios de la mala calidad del aire atmosférico; aunque esto no elimina la posibilidad de utilizar la tecnología termoacústica en motores de ignición por compresión.

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN.

En este primer capítulo se hará una revisión acerca del panorama general de la calidad del aire atmosférico, de las consecuencias en la salud de la contaminación así como de la participación de los vehículos automotores a gasolina en dicha calidad.

1.1 El aire.

Se denomina aire a la mezcla de gases que constituyen la atmósfera terrestre, que permanecen alrededor de la Tierra por efecto de la fuerza de gravedad. La atmósfera se divide en cuatro capas de acuerdo a la altitud, temperatura y composición del aire, dichas capas son: tropósfera, estratósfera, ionósfera y exósfera. (Figura 1.1) Al límite entre la tropósfera y la estratósfera se le conoce como tropopausa. [1.1]



Figura 1.1. Capas de la atmósfera.

Tropósfera: Es la parte inferior de la atmósfera terrestre y se extiende desde la superficie hasta una altitud que oscila entre 8 km en los polos y los 16-18 km en el ecuador. Una característica típica de esta región del espacio es la disminución de la temperatura con la altitud, que es del orden de 6.5°C a 10°C por cada kilómetro. Es en esta capa en la cual los seres vivos subsisten.

Estratósfera: Es la región del espacio caracterizada por la presencia de una temperatura constante o por el aumento de ésta con la altitud, lo que ocasiona una gran estabilidad de las masas de aire. La estratósfera se extiende hasta unos 50 km de altura.

Ionósfera: Se caracteriza por la elevada dispersión e ionización de las partículas que la integran.

Exósfera: Es la capa de la atmósfera más alejada de la Tierra. Sólo contiene algunos centenares de átomos por centímetro cúbico, por lo que su contenido en materia es insignificante.

En la tropósfera, el aire está compuesto fundamentalmente por oxígeno y nitrógeno, pero contiene asimismo pequeños porcentajes de otros compuestos gaseosos que como el vapor de agua y el dióxido de carbono (CO_2), entran en ciclos indispensables para la vida.

El aire posee dos tipos de componentes: los constantes y los accidentales.

Elementos constantes del aire:

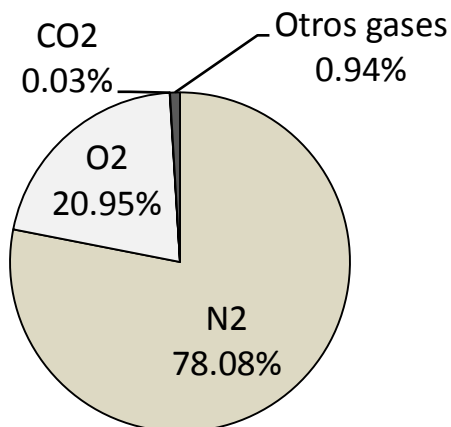
- El nitrógeno (N_2), que es inactivo y sirve de diluyente al oxígeno haciendo que éste modere su actividad.
- El oxígeno (O_2), elemento indispensable para la existencia de los seres vivos. También absorbe la energía radiante emitida por la Tierra y disminuye en gran medida la pérdida de calor del planeta.
- El dióxido de carbono (CO_2) que en la actualidad se ha convertido en causa de gran inquietud, pues se le atribuye (entre otros gases) el efecto invernadero.
- El vapor de agua (H_2O) que destaca por la gran variabilidad de su concentración en la tropósfera, pues va del 4 % en algunos puntos a la total ausencia en otros. El vapor de agua da origen a las nubes y a todas las formas de precipitación. Se incorpora constantemente a la atmósfera procedente de la hidrósfera y la biósfera mediante la evaporación y la transpiración.
- La presencia del ozono (O_3) en la atmósfera varía enormemente y se concentra principalmente en la estratósfera.

Elementos accidentales del aire:

- Contaminantes que bien pueden ser partículas de polvo, vapores, humos, etc.

Aunque como se ha mencionado, la composición del aire varía de una capa a otra, de acuerdo a La Secretaria del Medio Ambiente del Distrito Federal, el aire que respiramos está compuesto principalmente por los siguientes gases: nitrógeno (78.08%), oxígeno

(20.95%), dióxido de carbono (0.03%) y una mezcla de helio, neón, argón, kriptón, xenón, radón y vapor de agua (0.94%). [1.2] (Gráfica 1.1).



Gráfica 1.1. Composición del aire.

1.2 Contaminación del aire.

Se ha visto la composición ideal del aire, sin embargo, en la Ciudad de México está “sucio” o contaminado causado por la adición de sustancias emitidas a la atmósfera que causan un desequilibrio en la composición original. Tales sustancias son gases, polvos, olores y humos en grandes cantidades que dañan la salud de las personas, animales y plantas.

Los contaminantes del aire se dividen en dos grupos:

- *Primarios.* Son aquellos arrojados directamente a la atmósfera como resultado de un proceso de combustión. Dióxido de azufre (SO₂), monóxido de carbono (CO), bióxido de carbono (CO₂), plomo (Pb), vapores de combustibles y solventes y partículas suspendidas.
- *Secundarios.* Son los productos de la reacción de los contaminantes secundarios con otros compuestos y pueden ser de igual o mayor toxicidad que los reactivos. Ozono (O₃), dióxido de nitrógeno (NO₂) y algunos tipos de partículas.

1.3 Efectos a la salud.

Se considera que el aire limpio es un requisito básico de la salud y el bienestar humanos. Sin embargo, su contaminación sigue representando una amenaza importante para la salud en todo el mundo. Según una evaluación de la OMS de la carga de enfermedad debida a la contaminación del aire, son más de dos millones las muertes prematuras que se pueden atribuir cada año a los efectos de la contaminación del aire en espacios urbanos abiertos. Más de la mitad de estas muertes se producen en las poblaciones de los países en desarrollo. [1.3]

Los efectos de los contaminantes en la atmósfera son variados; se afectan la salud del ser humano, los ecosistemas naturales y los materiales.

Los contaminantes atmosféricos entran principalmente al cuerpo humano por las vías respiratorias, causando problemas en la salud asociados con enfermedades como bronquitis, irritación de garganta, tos y otros.

En resumen, se puede considerar que los daños a la salud humana por exposición a contaminantes atmosféricos a largo plazo afectan principalmente a las vías respiratorias. (Figura 1.2). Aunque algunos tipos de contaminantes pueden ocasionar enfermedades en otros órganos del cuerpo humano.

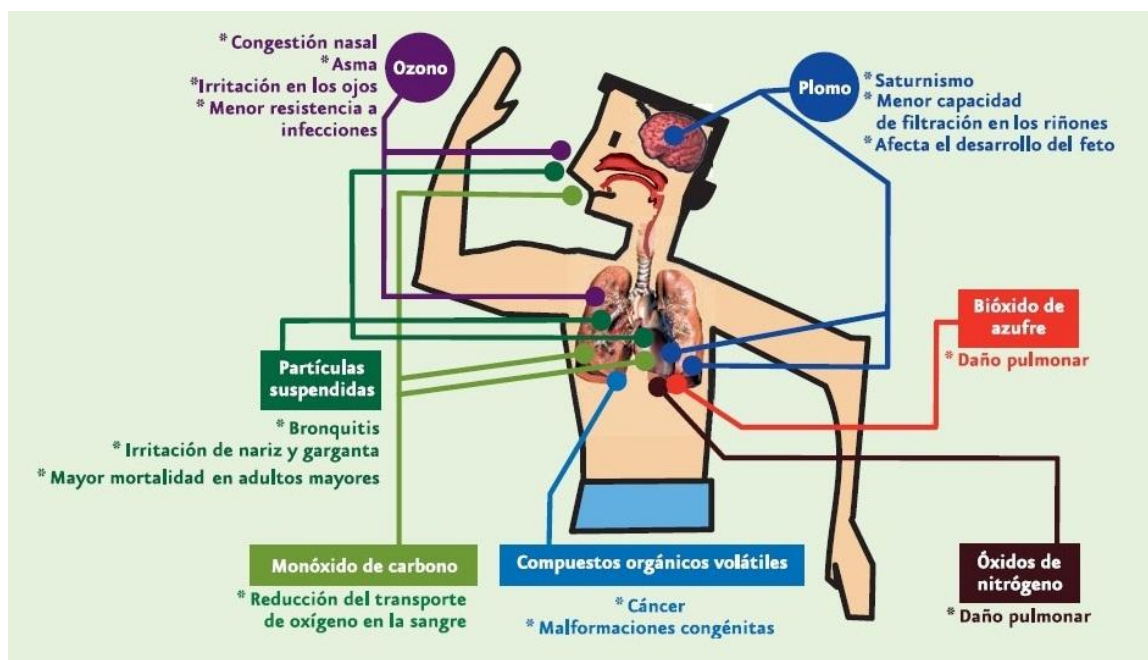


Figura 1.2. Efectos de la contaminación en la salud.

1.4 El efecto invernadero.

Cada año nuestro planeta recibe del Sol más que la energía radiante suficiente para abastecer todas nuestras necesidades energéticas. Cerca del 55% de la radiación solar se refleja o se emplea en procesos naturales. El restante 45% se convierte en calor la mayor parte del cual escapa como radiación infrarroja con longitudes de onda de entre 4 y 5 μm . El efecto invernadero es la captura de esta radiación infrarroja por ciertos gases de la atmósfera. Este efecto calienta la Tierra, como si todo el planeta estuviera encerrado en un enorme invernadero (Figura 1.3).

El oxígeno y el nitrógeno, que constituyen el 99% de la atmósfera, no absorben radiación infrarroja. Sin embargo, el vapor de agua y el CO_2 sí lo hacen. Aunque estos dos gases constituyen solo alrededor del 1% de la atmósfera, atrapan la suficiente radiación para mantener una temperatura promedio global en la Tierra de 33°C . Sin este efecto invernadero natural, la temperatura promedio sería menor a la temperatura de congelamiento del agua. [1.4]

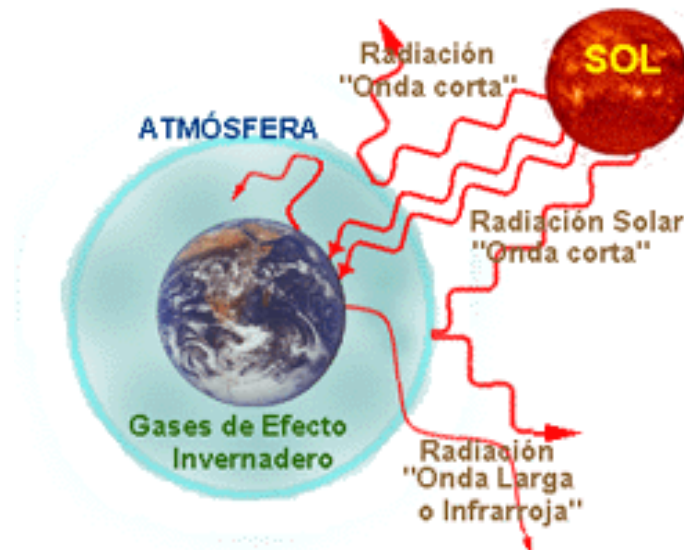


Figura 1.3. El efecto invernadero.

La cantidad de gases de efecto invernadero en la atmósfera pueden influenciar la temperatura promedio mundial. Si estos gases aumentaran, la temperatura global podría aumentar, en cambio, si disminuyera la concentración de gases la temperatura también lo haría.

1.4.1 Gases responsables del efecto invernadero.

Los gases de efecto invernadero presentes en la atmósfera terrestre incluyen, vapor de agua, dióxido de carbono, metano, óxido nitroso, óxidos de nitrógeno, ozono, monóxido de carbono y los clorofluorocarbonos.

Vapor de agua (H₂O). El vapor de agua es el más abundante de estos gases y es el que tiene el mayor efecto sobre este fenómeno. La cantidad del vapor de agua es levemente afectada por las actividades humanas, tales como el riego y el establecimiento de reservorios de agua.

Dióxido de carbono (CO₂). El dióxido de carbono es el más importante de los gases de efecto invernadero que las actividades humanas influencia, tanto en términos de la cantidad presente en la atmósfera como por sus potenciales efectos en el calentamiento global. Este gas es un producto de la respiración de los animales, quema de combustibles fósiles y descomposición de organismos vegetales.

Metano (CH₄). La fuente más importante de metano es la descomposición anaerobia (la descomposición de microorganismos sin la presencia de oxígeno libre en el aire). Ésta se verifica en los pantanos naturales. También producen metano el ganado y otros rumiantes junto a aquella parte de la fauna cuyo sistema digestivo se basa en la fermentación entérica.

Óxido nitroso (N₂O). Este gas es producido como resultado de la deforestación y de la quema asociada, quema de la biomasa, intensificación de los procesos intermitentes de nitrificación y denitrificación de suelos en las áreas húmedas, utilización de fertilizantes nitrogenados y quema de combustibles fósiles.

Monóxido de carbono (CO). El monóxido de carbono no es verdaderamente un gas de efecto invernadero, no obstante influye en la capacidad oxidante de la atmósfera terrestre y, por consiguiente, contribuye a mayores concentraciones de metano y de óxido nitroso. La quema de pastizales de la sabana, como técnica de manejo de la ganadería y del pastoreo, puede ser su fuente más grande por que libera grandes cantidades de CO como resultado de combustiones incompletas y lentas. A su vez, la quema de combustibles fósiles también aporta una pequeña porción en la concentración de este gas en la atmósfera terrestre.

Óxidos de nitrógeno (NO_x), dióxido de azufre (SO₂), ozono (O₃), y clorofluorocarbonos (CFC-11 y CFC-12). Estos gases de efecto invernadero son el resultado de procesos industriales no bióticos, como la quema de combustibles fósiles, de la industria química y de ciertos electrodomésticos.

El ozono es un gas presente en toda la atmósfera a pesar de que gran parte se encuentra en la estratósfera donde actúa como una capa protectora e impide que los dañinos rayos ultravioleta (UV) alcancen la superficie terrestre. En la tropósfera el O₃ se forma como resultado de los relámpagos o como componente del smog fotoquímico.

Los CFC's que antes eran utilizados como propelentes en los aerosoles y que aún se utilizan en algunos sistemas de refrigeración, favorecen la destrucción del ozono estratosférico y contribuyen a su agotamiento.

Las actividades humanas están causando aumentos de las emisiones de algunos gases de efecto invernadero en la atmósfera. Las principales fuentes de emisión de estos gases son la quema de combustibles fósiles, deforestación (y quema asociada), y la quema de madera y carbón vegetal.

1.5 Los hidrocarburos y la contaminación atmosférica.

Actualmente estamos muy acostumbrados a escuchar que la industria y los automóviles son los principales responsables de la contaminación del aire y, aunque esto es cierto, no siempre nos damos cuenta de que nosotros participamos en su generación al hacer uso de estos sectores. Es decir, al utilizar un transporte al dirigirnos a la escuela o al trabajo, ya sea público o particular contribuimos en mayor o en menor medida en la emisión de contaminantes a la atmósfera, incluso cuando utilizamos productos que son producidos por la industria y cuando utilizamos electricidad. Es tiempo de darle un vistazo a la situación energética para poder determinar la magnitud del problema.

1.5.1 Consumo energético de la ZMVM

El consumo energético de la Zona Metropolitana del Valle de México (ZMVM) según el Inventario de Emisiones 2008 que publica la Secretaría del Medio Ambiente (SMA) se contabilizó en 576 PJ. El consumo promedio diario de los combustibles se estimó en 314 mil barriles equivalentes de gasolina lo que es igual a 50 millones de litros por día.

[1.5]

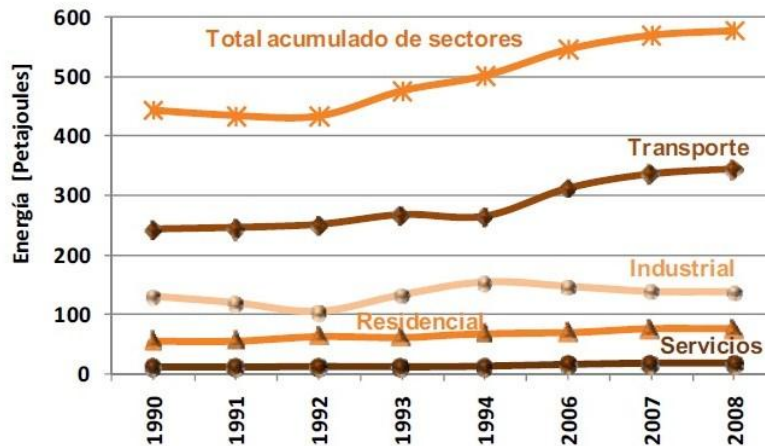


Figura 1.4. Consumo energético por sector. [1.8]

Los sectores más demandantes fueron: el transporte, el cual absorbió en promedio el 60% del consumo energético, así como el sector industrial con un 24% (Figura 1.4). El incremento en el consumo de energéticos se debe en gran medida al transporte, reflejo del constante crecimiento de la flota vehicular, en contraste con el resto de los sectores que se han mantenido con ligeras variaciones.

Del total de la demanda energética, el principal combustible que se utiliza para cubrir esa porción de consumo es la gasolina llegando al 44%. En segundo lugar tenemos al gas natural con un 21% (Tabla 1.1) esto debido a que la cantidad energética por barril de gas natural es aproximado a 5.6 MJ mientras que para el resto de los combustibles es de 5000 MJ por barril.

Tipo de combustible	Consumo anual		Energía disponible	
	[millones de barriles]	[millones de litros]	[PJ]	[%]
Gasolina Premium	5.0	797	25.2	4.4
Gasolina Magna	45.6	7,246	229.0	39.7
Diesel Industrial bajo Azufre	1.3	201	7.1	1.2
PEMEX Diesel	13.9	2,211	78.6	13.6
Gas Natural	22,057.6	3,506,880	124.2	21.5
Gas LP	26.7	4,244	112.3	19.5
Total ZMVM	22,150	3,521,578	576	100

Tabla 1.1. Demanda por tipo de combustible en la ZMVM, 2008. [1.8]

1.5.2 La gasolina como el principal combustible.

Para el año 2008, la flota vehicular registrada en la ZMVM se estima en más de 4.5 millones de vehículos, de los cuales el 64% corresponde a unidades registradas en el Distrito Federal y el 36% restante, a unidades registradas en el Estado de México. De manera general, el 95% de la flota vehicular utiliza gasolina como combustible, el 4% son unidades a diesel y el 1% restante utilizan principalmente GLP y en menor cantidad GN comprimido (Gráfica 1.2).

Es importante notar que el número de vehículos que utilizan gases carburantes como combustible presenta un descenso notable; esto es posible al incremento en el precio del gas y la disponibilidad del mismo.



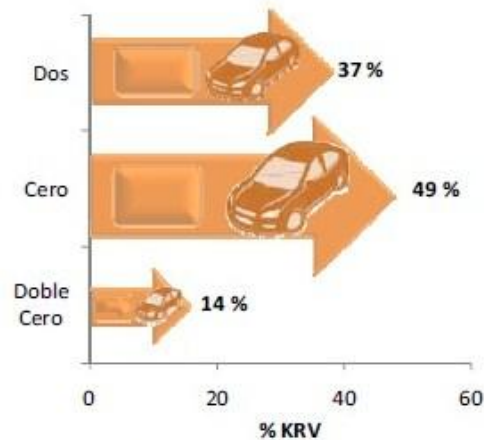
Gráfica 1.2. Flota vehicular por tipo de combustible. [1.5]

De los 4.5 millones de vehículos registrados en la ZMVM, hay 4.2 millones de vehículos destinados al transporte de pasajeros. De estos el 88% son autos particulares, 6% motocicletas y 4% taxis. El impacto en la calidad del aire por los vehículos destinados al transporte de personas, se incrementa debido a que hay una cantidad significativa de éstos que no cuentan con sistemas de control de emisiones.

1.5.3 Impacto de los vehículos a gasolina en las emisiones contaminantes.

Las emisiones generadas por los vehículos o fuentes móviles, dependen tanto del potencial de emisiones asociados a éstos, como de la actividad de los mismos, es decir, de los Kilómetros Recorridos por Vehículo (KRV). Así, para la Ciudad de México, la cantidad de emisiones de un vehículo será determinada por la actividad diaria (recorrido promedio) y el tipo de holograma que porte (Doble Cero, Cero y Dos).

Según datos de la SMA-DF, la contribución de KRV de los autos particulares, los hologramas Doble Cero y Cero contribuyen con el 63%, siendo modelos 2001 al 2008. Los vehículos con holograma Dos, con más de 8 años de antigüedad contribuyen con el 37% restante (Gráfica 1.3).



Gráfica 1.3. Contribución de KRV de autos particulares. [1.5]

Es importante destacar que el principal aporte de las emisiones en la ZMVM es generado por las fuentes móviles y cabe mencionar que éstas representan el 99% del CO y el 82% de los NO_x que se emiten en la zona. Los autos particulares por ser los más numerosos generan las principales emisiones de las fuentes móviles; sin embargo los tractocamiones que no son tan abundantes, contribuyen en gran proporción a las emisiones de partículas, esto debido al consumo de diesel.

CAPÍTULO 2. EL MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA.

Desde que el hombre hizo su aparición en la Tierra, ha tenido la necesidad de moverse por la superficie del planeta, primeramente como un nómada y después ya establecido, para comunicarse de un asentamiento humano a otro. Fue por esta razón que los caminos y las rutas comerciales empezaron a surgir por el mundo, las caravanas con productos a la espalda de esclavos y a lomo de animales dejaron su huella durante muchos años. Un avance muy grande representó la invención de la rueda y las carretas, pues era más sencillo arrastrar que cargar.

Los caminos se ensancharon, grandes volúmenes de mercancías comenzaron a fluir a la velocidad permitida por la tracción animal y esta historia se prolongó durante muchos años, hasta que la máquina de vapor permitió la invención de la locomotora.

La máquina de vapor consistía básicamente en una caldera con agua a la que se le aplicaba calor en la parte exterior, el vapor así generado se conducía a los émbolos y la fuerza expansiva movía las ruedas de la locomotora. La máquina de vapor era por tanto, un motor de combustión externa que evolucionó rápidamente logrando aplicarse en los primeros intentos por sustituir la fuerza animal en la tracción de carros. Sin embargo, fue hasta el desarrollo del motor de combustión interna que se logró integrar el concepto moderno de automóvil: un vehículo que se mueve así mismo, impulsado por la fuerza generada al quemar su combustible dentro del motor.

2.1 Definición.

El motor de combustión interna (MCI) es una máquina térmica que convierte la energía química del combustible que se le suministra en energía mecánica, generalmente la energía producida por el motor se aprovecha por medio de una flecha rotatoria. (Figura 2.1)

Para funcionar dentro del motor, la energía química del combustible es primero convertida en energía térmica por medio de una combustión. Esta energía térmica incrementa la temperatura y presión de los gases dentro de la máquina, ocasionando su expansión contra los mecanismos que convierten dicha expansión en movimiento rotatorio.

La flecha rotatoria se conecta a una transmisión para transmitir la energía mecánica al uso final deseado. Para motores de combustión interna este propósito será la mayoría de las veces para la impulsión de un vehículo, ya sea un automóvil, una locomotora, un navío o un aeroplano. Otras aplicaciones incluyen máquinas estacionarias

para mover generadores o bombas y motores portátiles para herramientas como sierras de cadena o cortadoras de césped.



Figura 2.1. Motor de combustión interna a gasolina.

La gran mayoría de los motores de combustión interna son reciprocantes (Figura 2.2), es decir, tienen pistones que efectúan un movimiento recíprocante hacia un lado y hacia el otro dentro de cilindros alojados en el motor.



Figura 2.2. Vista interior de un motor reciprocante.

Sin embargo, existen otros tipos de MCI, uno de estos tipos es el motor rotatorio o motor Wankel (Figura 2.3), el cual opera bajo los mismos principios que los motores reciprocantes pero está libre de todas las desventajas causadas por los componentes reciprocantes. Sin embargo su desarrollo ha sido ralentizado por considerarse un motor

relativamente “sucio” pues la cantidad de emisiones contaminantes de esta máquina es aproximadamente tres veces mayor a una de pistones. [2.1]

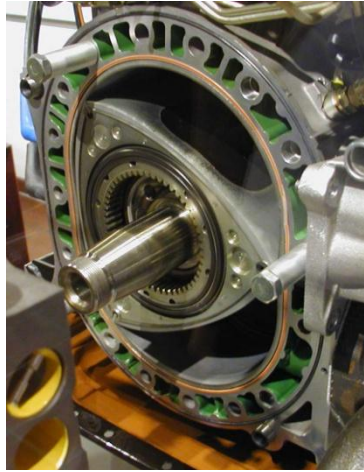


Figura 2.3. Vista interior de un motor Wankel.

El motor de combustión interna ha conservado hasta la fecha sus características fundamentales, si bien ha sufrido varias modificaciones o mejor dicho refinamientos que lo han convertido en una máquina sofisticada que incorpora controles electrónicos, la mayoría de los cuales tienen como propósito el máximo aprovechamiento del combustible así como la reducción de las emisiones contaminantes.

2.2 Breve historia del motor.

Durante la segunda mitad del siglo XIX, varios tipos de motores de combustión interna fueron construidos y probados.

La primera máquina práctica fue inventada por J.J.E. Lenoir en 1863 [2.2] aproximadamente. Durante los siguientes diez años varios cientos de estos motores fueron construidos con una potencia aproximada de 4.5 kW y una eficiencia mecánica del 5% [2.3].

En 1867 la máquina de Otto-Langen, con una eficiencia del 11% [2.3] fue introducida, fabricándose en la siguiente década varios miles. Era un tipo de máquina atmosférica en la cual el tiempo de impulsión era ocasionado por presión atmosférica

actuando contra vacío. Fue en esta época cuando los motores comenzaron a operar con el ciclo de cuatro tiempos básico y llegaron a evolucionar como el mejor diseño.

En 1878 [2.2] el escocés Dugal Clerk construye el motor de dos tiempos; es en esta misma década que el motor de combustión interna hizo su primera aparición en los automóviles. [2.4]

En 1892 Rudolf Diesel pudo perfeccionar su motor de ignición por compresión a la forma básica de la máquina diesel que hoy se conoce. Esto fue después de años de desarrollo en los cuales se llegó a usar un combustible sólido en los primeros motores experimentales. Las primeras máquinas diesel eran ruidosas, grandes, lentas y de un solo cilindro, sin embargo, generalmente eran más eficientes que las de ignición por chispa.

2.3 Ciclo de operación de 4 tiempos.

Actualmente, es posible asegurar que casi todos los motores que se fabrican para aplicaciones automotrices ya sean los de ignición por chispa o por compresión operan bajo un ciclo de cuatro tiempos.

También conocido como ciclo Otto en honor a su inventor, Nicolás Otto, quien construyó el primer motor que operaba bajo este principio.

Para facilitar la comprensión, se explicará el ciclo tal y como ocurre en un motor monocilíndrico; si bien en un motor de dos cilindros o más el ciclo es el mismo, cada una de las carreras o tiempos no es simultánea en todos los cilindros.

El motor de cuatro tiempos o carreras se caracteriza por llevar a cabo el ciclo termodinámico de operación en cuatro carreras del pistón, lo que es equivalente a dos revoluciones completas del cigüeñal (720° de rotación).

Primer tiempo: Tiempo de admisión. Inicia cuando el pistón se encuentra en el PMS y finaliza cuando éste llega al PMI. (Figura 2.4a). En este intervalo de 180° la válvula de admisión permanece abierta y se cierra en el instante que el pistón llega al PMI, mientras la de escape se encuentra cerrada durante toda la carrera.

El movimiento del pistón ocasiona un aumento en el volumen de la cámara de combustión creándose así un vacío. La diferencia de presión resultante entre el cilindro y la atmósfera provoca que una masa de aire se mueva hacia el interior del motor. En su camino hacia el interior del motor, al aire se le agrega el combustible en la cantidad necesaria ya sea por medio de inyectores o por un carburador.

Segundo tiempo: Tiempo de compresión. Se lleva a cabo cuando el pistón continúa con su carrera ascendente desde el PMI hasta el PMS; (Figura 2.4b) durante este intervalo de 180° a 360° las dos válvulas permanecen cerradas, al menos en teoría, con lo cual al disminuir el volumen dentro del cilindro, la mezcla de aire combustible se comprime, aumentando la presión y la temperatura. Realmente lo que ocurre es que debido al tiempo requerido para cerrar la válvula de admisión el tiempo de compresión no se inicia en el PMI exactamente.

La combustión de la mezcla de aire combustible ocurre en un periodo muy corto de tiempo y se inicia ligeramente antes que el pistón esté en el PMS. Se inicia cerca del final del tiempo de compresión y termina unos cuantos grados después del inicio de la carrera de explosión.

Tercer tiempo: Tiempo de explosión o expansión. Con las válvulas cerradas y con el pistón en el PMS, la alta presión creada por el proceso de combustión empuja al pistón hacia el PMI forzándolo a desplazarse, al mismo tiempo que el cigüeñal rota desde los 360° hasta los 540° . Este es el tiempo de todo el ciclo en el cual se produce el trabajo aprovechable. (Figura 2.4c)

Conforme el pistón efectúa su carrera descendente, el volumen del cilindro disminuye y junto con él, la presión y la temperatura.

Cuarto tiempo: Tiempo de escape. Cerca del final del tercer tiempo la válvula de escape se abre y la expulsión de los gases quemados comienza. La presión y la temperatura en el cilindro son aun relativamente altas respecto a los alrededores; una diferencia de presión se origina a lo largo del sistema de escape el cual está abierto a la presión atmosférica. Esta diferencia de presión es la responsable de la mayor parte de los gases expulsados fuera del cilindro y a lo largo del tubo de escape. El gas expulsado se lleva con él una gran cantidad de energía, lo cual disminuye la eficiencia térmica del ciclo [2.3].

Abrir la válvula de escape antes del PMI reduce la cantidad de trabajo obtenido durante la carrera de explosión, pero es necesario por el tiempo requerido para la expulsión de los gases.

En el instante que el pistón llega al PMI la expulsión de los productos de la combustión ya se ha realizado, pero el cilindro aún está lleno de gases a aproximadamente la presión atmosférica. Con la válvula de escape abierta el pistón ahora realiza su último recorrido del ciclo, moviéndose de PMI al PMS y rotando el cigüeñal desde 540° hasta 720° . Este recorrido del pistón desaloja del cilindro casi todo el volumen

de los gases restantes, dejando únicamente el atrapado en la cámara de combustión cuando el pistón esta en el PMS. (Figura 2.4d)

Muy cerca de que el cuarto tiempo llegue a su final, la válvula de admisión comienza a abrirse y la de escape a cerrarse para que al llegar el pistón al PMS la primera esté completamente abierta y la segunda cerrada, para así dar inicio a la carrera de admisión del siguiente ciclo.

Al periodo en el que ambas válvulas están abiertas se le conoce como traslape de válvulas.

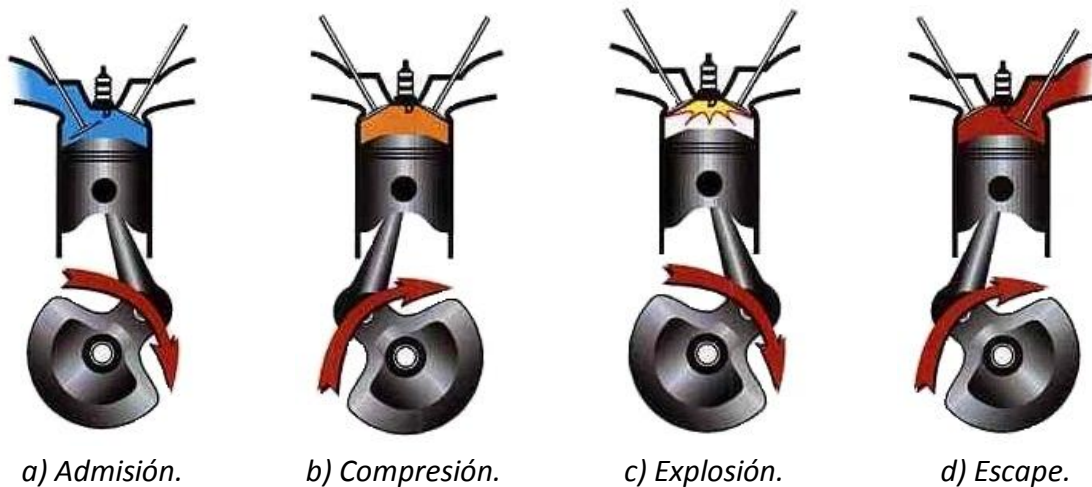


Figura 2.4. Ciclo de cuatro tiempos.

2.4 La contaminación del aire y la máquina de combustión interna.

Hasta la mitad del siglo XX la cantidad de motores de combustión interna existentes en el mundo era tan reducida, que la contaminación que emitían era tolerable y el medio ambiente podía mantenerse relativamente limpio. Conforme la población creció, también lo hicieron las fábricas y la cantidad de automóviles que llegaron a contaminar el aire hasta un nivel que no era aceptable.

Durante la década de 1940, la contaminación del aire llegó a ser reconocido como un problema en Los Ángeles, California; debido a la combinación de las emisiones por parte de las fábricas y a la gran cantidad de vehículos.

En los 50's, el problema de la contaminación se incrementó, fue en ese momento cuando se determinó que el automóvil era el que más contribuía a la mala calidad del aire

y para 1960 los estándares de emisión vehicular fueron implantados, primeramente en California y en las décadas posteriores en el resto de Estados Unidos y Europa.

En las décadas de 1970 y 1980, las emisiones por vehículo de hidrocarburos (HC), monóxido de carbono (CO) y óxidos de nitrógeno (NOx) se redujeron en un 95% aproximadamente, esto se logró construyendo máquinas más eficientes en cuanto al consumo de combustible y al uso de sistemas de control de emisiones. Fue en esta última década cuando el uso del plomo como aditivo del combustible fue retirado, ya que era uno de los mayores contaminantes atmosféricos.

Motores más eficientes en el consumo de combustible fueron desarrollados logrando así que para los 90's un automóvil promedio consumiera menos de la mitad que uno de 1970, sin embargo, durante ese periodo de tiempo el número de vehículos aumentó sobremedida, resultando en una nula disminución en la demanda de combustible.

Reducir adicionalmente la cantidad de emisiones por vehículo es difícil y costoso; conforme la población crece, los estándares de emisiones se vuelven más estrictos. Aunque el problema de la contaminación es global, algunas regiones aún no tienen normativas que regulen las emisiones contaminantes. [2.3]

2.4.1 Causas de la emisión de hidrocarburos no quemados.

Proporción aire gasolina incorrecta. Para que la combustión del combustible dentro del motor sea perfecta se requiere que la mezcla sea estequiométricamente correcta, así para el motor de gasolina, la proporción es 14.7:1, es decir, para quemar 1 gramo de gasolina, se necesita de 14.7 gramos de aire. [2.5]

Se dice que la mezcla es "rica" cuando la cantidad de oxígeno es insuficiente para reaccionar con el combustible, produciéndose así altos niveles de HC y CO en los productos de escape. Este fenómeno es muy común en el arranque en frío del motor cuando una mezcla rica es producida al propósito para facilitar la ignición.

Combustión incompleta. Aún cuando el combustible y el aire entren en el motor en la proporción exacta, no se realiza una combustión perfecta y pequeñas partes de HC llegan al escape. Existen varias causas de este fenómeno, por ejemplo: una mezcla no homogénea de aire y combustible ocasiona que algunas moléculas de gasolina no encuentren oxígeno para reaccionar.

Gases atrapados en hendiduras y fisuras. Durante la carrera de compresión y en una pequeña parte del proceso de combustión, una pequeña cantidad de la mezcla de aire combustible es comprimida a alta presión en las pequeñas hendiduras existentes en la cámara de combustión. Después, durante la carrera de expansión la presión en el cilindro disminuye provocando la expulsión de los gases atrapados en las grietas pero la combustión ya se ha realizado por lo que el pequeño volumen de combustible que estaba atrapado queda sin quemarse contribuyendo a las emisiones de HC que se emiten por el tubo de escape.

Fugas en la válvula de escape. Durante la carrera de compresión, la presión en la cámara de combustión se incrementa, ocasionando la entrada de aire y combustible en las hendiduras alrededor de la válvula de escape y entre la válvula y su asiento, sin embargo, aunque la válvula esté cerrada, una pequeña cantidad de esta mezcla logra fugarse hacia el escape, contribuyendo en la concentración de HC emitidos.

Traslape de válvulas. Durante el traslape de las válvulas ambas permanecen abiertas creando un camino donde la mezcla de aire y combustible puede fluir directamente del múltiple de admisión al del escape. Un motor bien diseñado puede minimizar este fenómeno, aun así, una pequeña cantidad de combustible pasa sin ser quemado. La condición que más favorece esta situación ocurre a bajas revoluciones del motor que es cuando el tiempo de traslape de válvulas es mayor.

Depósitos en las paredes de la cámara de combustión. Ocurre cuando partículas de gas incluyendo vapor de combustible son absorbidas por los depósitos de carbón que se forman en las paredes de la cámara de combustión. La cantidad de gases absorbidos depende de la presión, así la máxima absorción de partículas ocurre durante la carrera de compresión y el proceso de combustión. Cuando la presión en la cámara de combustión disminuye, las partículas absorbidas son expulsadas de los depósitos hacia el cilindro y posteriormente hacia el tubo de escape.

Este problema se acentúa en motores con una relación de compresión alta, debido a las altas presiones que en esas máquinas se generan. Igualmente, en motores antiguos el mal diseño de las cámaras que permite la formación de depósitos en la cámara de combustión agudiza el fenómeno.

Aceite en las paredes del cilindro. Fenómeno similar al que ocurre con los depósitos de carbón en la cámara de combustión; pero en este caso la fina película de aceite localizada sobre el cilindro es la responsable de la absorción de las partículas de gas.

En motores con cierto kilometraje, la emisión de HC debido al lubricante aumenta ya que el desgaste en los cilindros y pistones permite una película más gruesa de aceite en

las paredes del cilindro, parte de este aceite es arrastrado a la cámara de combustión en la que, durante el proceso de combustión es quemado. El aceite es un hidrocarburo de alto peso molecular que no se quema tan fácilmente como la gasolina por lo que parte de él termina como emisiones de HC.

2.4.2 Causas de la emisión de monóxido de carbono.

El monóxido de carbono CO se genera en los motores de combustión interna cuando operan con una mezcla rica de aire y combustible; cuando no hay suficiente oxígeno para combinarse con todo el carbono y formar así CO₂, parte del combustible no se quema y termina formando CO.

La formación de CO no es indeseable sólo por ser un contaminante sino porque su formación representa también una pérdida de energía química que no fue utilizada en la máquina, puesto que en la molécula de CO aún hay combustible que puede ser quemado para proporcionar energía térmica adicional (Ecuación 2.1).



2.4.3 Causas de la emisión de óxidos de nitrógeno.

Los gases de escape de un motor pueden tener arriba de 2000 ppm de óxidos de nitrógeno; la mayor parte es óxido de nitrógeno (NO), con una pequeña parte de bióxido de nitrógeno (NO₂) y partes mínimas de otras combinaciones de oxígeno y nitrógeno. Todos los compuestos mencionados anteriormente se agrupan como óxidos de nitrógeno (NO_x). Las emisiones de NO_x son las más indeseables ya que al reaccionar con la atmósfera forman ozono.

Los NO_x se forman mayoritariamente a partir del nitrógeno contenido en el aire; a bajas temperaturas el nitrógeno forma una molécula diatómica la cual es inofensiva al carecer de reactividad, sin embargo, a altas temperaturas como las que pueden alcanzarse dentro de la cámara de combustión la molécula diatómica se separa liberando nitrógeno monoatómico el cual es reactivo. Este nitrógeno monoatómico es el responsable de la formación de los NO_x.

Adicionalmente a la temperatura, la formación de NO_x depende también de la presión, proporción de aire gasolina y del tiempo del proceso de combustión dentro del cilindro.

Durante el proceso de combustión, dentro de la cámara de combustión existen zonas con más o menos producción de NO_x ; la zona con la más alta tasa de formación es la ubicada a los alrededores de la bujía, debido a que generalmente es aquí donde la presión, la temperatura y la relación de compresión son mayores.

2.4.4 Causas de la emisión de partículas.

El gas de escape de los motores a gasolina contiene partículas sólidas de hollín; estas partículas se manifiestan como humo que sale del escape. La mayor cantidad de emisión de partículas ocurre cuando la demanda de potencia al motor es elevada, es en esta condición cuando la cantidad de combustible suministrado es el máximo posible para poder abastecer la demanda.

El hollín es una aglomeración de esferas sólidas de carbón, dichas esferas tienen su origen en zonas de la cámara de combustión en donde la mezcla de aire combustible es rica por lo que no hay suficiente oxígeno disponible para combinarse con todo el carbono de la molécula de combustible y formar CO_2 . Sin embargo, la turbulencia dentro de la cámara de combustión permite que la mayor parte de las partículas formadas en un principio, tengan la oportunidad de encontrar el oxígeno necesario para reaccionar y transformarse en CO_2 .

Otra parte de la generación de las partículas proviene de los componentes del aceite lubricante que se vaporizan y reaccionan durante la combustión.

Una forma de disminuir la cantidad de partículas emitidas consiste en el correcto diseño del motor y al control de las condiciones operacionales, pero esto crea otros problemas no menos graves. Por ejemplo, si el tiempo en el que se lleva a cabo el proceso de combustión es extendido gracias al diseño de la cámara de combustión y por el tiempo de ignición (instante en el cual la bujía produce la chispa dentro de la cámara) la cantidad de partículas emitidas se reduce, pues así se permite que las partículas generadas al principio puedan mezclarse y encontrar oxígeno para convertirse en CO_2 ; sin embargo, un periodo de combustión más largo supone mayores temperaturas y consecuentemente mayor producción de NO_x .

2.5 Los sistemas de control de emisiones de tratamiento posterior.

Hasta este momento hemos visto que los contaminantes emitidos en un motor de combustión interna no pueden ser eliminados completamente por el diseño del mismo o por los sistemas de inyección de combustible, pues aunque la mezcla de aire y gasolina sea muy precisa, aún así los contaminantes son producidos durante la combustión; es por eso que la forma de disminuir el índice de contaminantes es retirándolos de los gases emitidos. Algunos dispositivos para lograr este resultado son los convertidores catalíticos (catalizadores de oxidación para HC y CO, de reducción para NO_x y de tres vías para los tres tipos de contaminantes), reactores térmicos (para HC y CO) y trampas o filtros para partículas (estos últimos empleados únicamente en motores encendidos por compresión).

2.5.1 Convertidor catalítico.

El convertidor catalítico es el sistema de tratamiento posterior más efectivo para reducir las emisiones contaminantes (Figura 2.5), la gran ventaja que presenta en comparación con el reactor térmico es la reducida temperatura que necesita para operar correctamente, de entre 250 y 300°C.

Un catalizador es una sustancia que acelera una reacción química, el catalizador en el convertidor no se consume en la reacción y puede funcionar indefinidamente sin sufrir degradación por calor, tiempo, contaminantes u otros factores.

Los convertidores catalíticos usados en las máquinas de combustión interna son cámaras metálicas montadas después del múltiple de escape y de tal forma que los gases quemados circulen a través de él. Estas cámaras contienen catalizadores los cuales promueven la oxidación o reducción de los contaminantes contenidos en el flujo de gases de escape.

Los materiales activos empleados para la oxidación de HC y CO o la reducción de NO_x deben estar distribuidos en una gran superficie para permitir el máximo de conversión.

La construcción de los catalizadores se reduce a dos configuraciones más comúnmente usadas. Una configuración consiste en una estructura cerámica en forma de panel fabricada de alúmina en la mayoría de los casos la cual servirá como soporte, sobre la cual el material catalizador se impregna con un espesor de 20µm aproximadamente. La forma típica de los pasajes en el panel es de sección cuadrada con 1mm de lado separados de 0.15 a 0.3 mm.

La otra configuración utiliza un empaquetamiento de pequeñas esferas cerámicas impregnadas del material catalizador; dichas esferas tienen un diámetro aproximado de 3mm y el grosor de la capa catalizadora es de 250 μ m. [2.6]

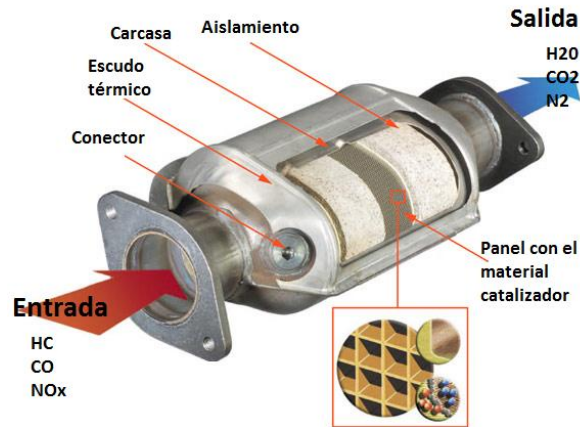


Figura 2.5. Convertidor catalítico de tres vías.

Si un motor es operado todo el tiempo con una mezcla estequiométrica de aire combustible o muy cercana, es posible oxidar el HC y el CO y reducir los NO_x en un solo catalizador (catalizador de tres vías). Este tipo de catalizadores son operativos únicamente en un rango no muy alejado de la relación estequiométrica; sin embargo, dicho rango es suficientemente amplio como para tolerar las variaciones producidas por un sistema de inyección de combustible e incluso por un carburador ordinario.

Los catalizadores de tres vías contienen los materiales necesarios para la conversión de los contaminantes en una sola etapa. Dichos materiales son generalmente platino, paladio y rodio.

2.6 Balance termodinámico del motor de combustión interna.

Una medida del rendimiento de un MCI es la proporción del calor de la combustión del combustible que es convertido en trabajo útil a la salida del motor (eficiencia térmica). La eficiencia térmica a plena carga de las máquinas de combustión interna ronda el 20% para motores a gasolina y un 50% para motores diesel de gran tamaño y baja velocidad. [2.7]

La cantidad de calor producido en la combustión que no se convierte en potencia aprovechable aparece en otros lugares: en los gases de escape, en el sistema de enfriamiento y como convección y radiación desde las superficies calientes del motor.

Para poder calcular la eficiencia del motor, es de suma importancia saber cuánta energía se le está suministrando; para este propósito, existe un valor de energía característico para cada tipo de combustible que recibe el nombre de “poder calorífico del combustible”.

El poder calorífico de un combustible se define en términos de la cantidad de calor que se libera cuando es quemado completamente dentro de un calorímetro. Ya que todos los combustibles derivados de hidrocarburos generan vapor de agua en los productos de combustión; sí, como en el caso de un calorímetro, los gases procedentes de la combustión se enfrían a temperatura ambiente el vapor se condensará y al hacerlo liberará calor latente. La cantidad correspondiente de todo el calor liberado en la combustión se conoce como el poder calorífico superior, pero si no se toma en cuenta el calor latente del vapor de agua entonces tenemos el poder calorífico inferior.

Debido que no existe posibilidad de que una máquina de combustión interna haga uso del calor latente es invariable definir el rendimiento en términos del poder calorífico inferior del combustible suministrado. En la Tabla 2.1 se muestra una tabla del poder calorífico inferior de varios combustibles típicos.

	Poder calorífico inferior (MJ/kg)	Proporción estequiométrica.	Densidad (kg/l)
Gasolina	43.8	14.6	0.74
Gasóleo	42.5	14.8	0.84
Metanol	19.9	6.46	0.729
Etanol	27.2	8.94	0.79
Aceite combustible ligero	40.6		0.925
Aceite combustible medio	39.9	14.4	0.95
Aceite combustible pesado	39.7		0.965

Tabla 2.1. Poder calorífico de combustibles típicos. [2.7]

2.6.1 Análisis termodinámico.

La distribución de energía dentro de una máquina de combustión interna se calcula tomando en cuenta las consideraciones de flujo estacionario combinado con el concepto de volumen de control. Los flujos de energía que entran y salen del volumen de control son los siguientes (Figura 2.6):

Entrada:

- Combustible suministrado (Q_C).
- Aire aspirado por el motor (H_A).

Salida:

- Potencia entregada por la máquina (P_M).
- Gases de escape (H_{GE}).
- Pérdidas en el sistema de enfriamiento (Q_{SE}).
- Pérdidas por convección y radiación a los alrededores (Q_{CR}).

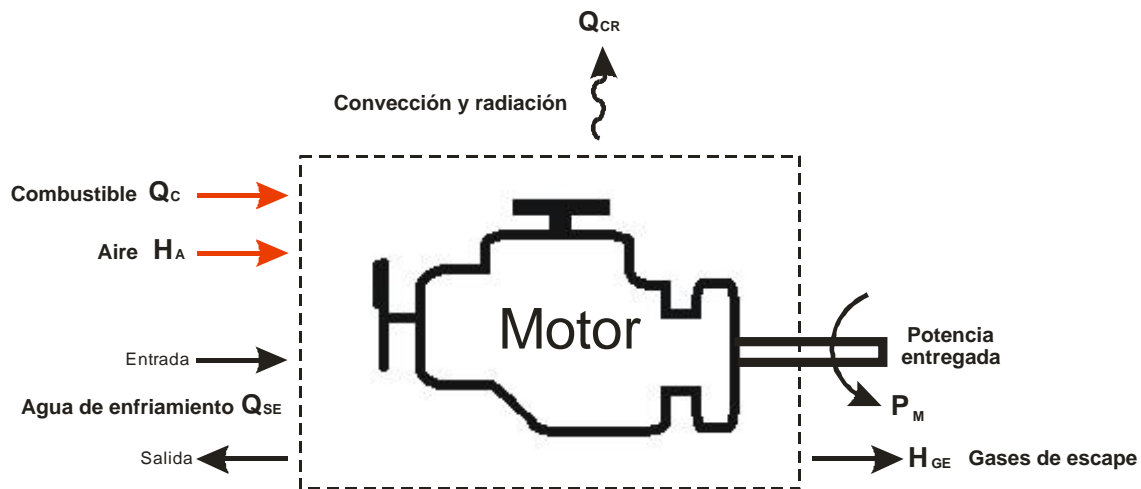


Figura 2.6. Volumen de control de un MCI.

Acomodando de manera adecuada los términos anteriores, obtenemos la expresión matemática que relaciona las entradas y las salidas:

$$Q_C = P_M + (H_{GE} - H_A) + Q_{SE} + Q_{CR} \quad 2.2$$

El término $(H_{GE} - H_A)$ representa el calor perdido en los gases de escape. Nótese que el aire aspirado no aporta energía en la combustión por lo que es necesario restar a los gases de escape la energía térmica que posee.

Cada uno de los términos anteriores tiene una expresión asociada para su cálculo, a continuación se describe cada uno.

Calor suministrado por el combustible (Q_C).

Este parámetro es una medida de la cantidad de energía suministrada al motor por medio del combustible; la ecuación para su cálculo es la siguiente:

$$Q_C = \dot{m}_C Q_{HV} \quad 2.3$$

Donde:

\dot{m}_C = Flujo másico del combustible [kg/s]

Q_{HV} = Poder calorífico de la gasolina [J/kg]

Potencia entregada por la máquina (P_M)

Es la potencia desarrollada por el motor, usualmente se mide por medio de un dinamómetro y se puede expresar en kW o HP.

Calor perdido en los gases de escape ($Q_{GE} = H_{GE} - H_A$)

En el cálculo de la energía contenida en los gases de escape se debe considerar que en ellos va incluida también la del aire suministrado, por lo que para un cálculo acertado, es necesario efectuar una sustracción. (La ecuación 2.4 representa la energía térmica del aire suministrado)

$$H_A = \dot{m}_A C_{PA} T_A \quad 2.4$$

Donde:

H_A = Energía térmica del aire suministrado [W]

\dot{m}_A = Flujo másico del aire [kg/s]

C_{PA} = Calor específico del aire a presión constante a 23°C y 1 atm de presión 1012 [J/kg K]

T_A = Temperatura del aire aspirado [K]

Para calcular la cantidad de calor de los gases de escape existen dos posibilidades, una en la que se considera que el calor específico de los gases de escape (suma del flujo másico del aire y combustible suministrados) es similar a la del aire (ecuación 2.5a), la otra es mucho más exacta pero se requiere de un calorímetro para los gases de escape (2.5b)

$$Q_{GE} = (\dot{m}_A + \dot{m}_C) C_{PA} T_{GE} - H_A \quad 2.5a$$

Donde:

T_{GE} = Temperatura de los gases de escape [K]

$$Q_{GE} = [\dot{m}_{CAL} C_{PW} (T_{SC} - T_{EC}) + (\dot{m}_A + \dot{m}_C) C_P T_{GS}] - H_A \quad 2.5b$$

Donde:

\dot{m}_{CAL} = Flujo másico del agua de enfriamiento del calorímetro [kg/s]

C_{PW} = Calor específico del agua en estado líquido 4180 [J/kg K]

T_{SC} = Temperatura del agua de salida del calorímetro [K]

T_{EC} = Temperatura del agua de entrada del calorímetro [K]

T_{GS} = Temperatura de los gases que abandonan el calorímetro [K]

Calor cedido al sistema de enfriamiento (Q_{SE})

El calor que el sistema de enfriamiento absorbe de la combustión y disipa al medio ambiente, se calcula por medio de la entalpia del agua que circula dentro del sistema de enfriamiento.

$$Q_{SE} = \dot{m}_{AE} C_{PW} (T_{SS} - T_{ES}) \quad 2.6$$

Donde:

\dot{m}_{AE} = Flujo másico del agua en el sistema de enfriamiento [kg/s]

T_{SS} = Temperatura de salida del agua [K]

T_{ES} = Temperatura de entrada del agua [K]

Calor disipado por convección y radiación (Q_{CR})

Es la cantidad de calor que se pierde en el ambiente debido a la convección y la radiación de las superficies calientes del motor. Medir estas pérdidas resulta especialmente difícil, por lo que para calcularlas se despeja de la ecuación 2.2 considerando que se conocen todos los demás términos.

$$Q_{CR} = Q_C + Q_A - (P_M + Q_{GE} + Q_{SE}) \quad 2.7$$

Nota: En el calor perdido por convección y radiación se encuentran incluidas las demás pérdidas de energía que no se consideraron en el balance energético, tal es el caso de la fricción interna del motor, la carga añadida de los accesorios (alternador, bombas de fluidos, compresores, etc.). Aproximadamente las pérdidas por fricción están en el orden del 10%. [2.3]

Eficiencia térmica (η_T)

Una vez que tenemos las ecuaciones que indican la distribución de energía de una máquina de combustión interna, el cálculo de la eficiencia térmica resulta en una simple sustitución en la siguiente ecuación:

$$\eta_T = \frac{P_M}{Q_C} \quad 2.8$$

2.6.2 Balance de un motor encendido por chispa de 1.7 litros.

En la Tabla 2.2 se muestran los parámetros medidos en un motor a gasolina de 4 cilindros y 1.7 litros.

Parámetro	Valor
Velocidad del motor	3125 rpm
Potencia entregada	$P_M = 36.8 \text{ kW}$
Consumo de combustible	$\dot{m}_C = 0.00287 \text{ kg/s}$
Consumo de aire	$\dot{m}_A = 0.04176 \text{ kg/s}$
Poder calorífico inferior	$Q_{HV} = 43.8 \times 10^5 \text{ J/kg}$
Temperatura de los gases de escape	$T_{GE} = 1066 \text{ K}$
Flujo del agua de enfriamiento	$\dot{m}_{AE} = 0.123 \text{ kg/s}$
Temperatura de entrada del agua de enfriamiento	$T_{ES} = 282.35 \text{ K}$
Temperatura de salida del agua de enfriamiento	$T_{SS} = 345.95 \text{ K}$
Temperatura del aire aspirado	$T_A = 292 \text{ K}$

Datos del calorímetro de los gases de escape:

Parámetro	Valor
Flujo de agua al calorímetro de los gases de escape	$\dot{m}_{CAL} = 0.139 \text{ kg/s}$
Temperatura del agua de entrada	$T_{EC} = 282.35 \text{ K}$
Temperatura del agua de salida	$T_{SC} = 336.55 \text{ K}$
Temperatura de los gases	$T_{GS} = 355 \text{ K}$

Tabla 2.2. Datos de prueba. [2.7]

Sustituyendo los datos experimentales en las ecuaciones correspondientes, los resultados obtenidos son:

$$Q_C = 125706 \text{ W}$$

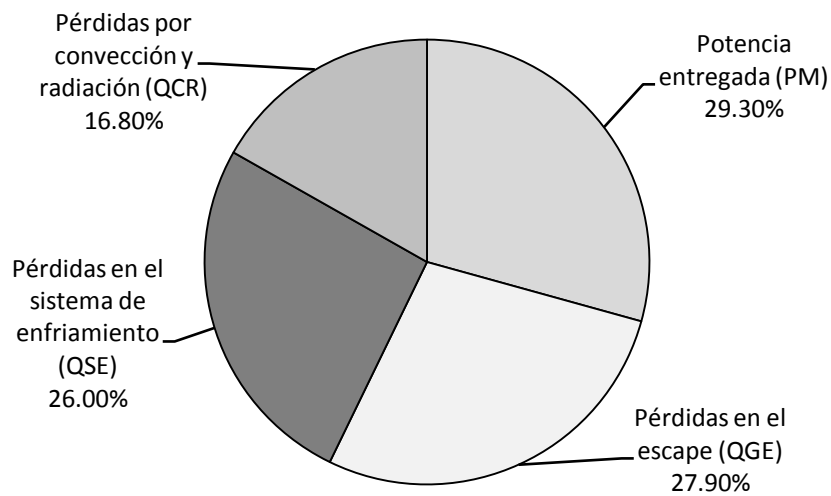
$$Q_{GE} = 35141.01 \text{ W}$$

$$Q_{SE} = 32699.3 \text{ W}$$

$$Q_{CR} = 21065.69 \text{ W}$$

$$\eta_T = 0.293$$

De los resultados anteriores se construye la Gráfica 2.1, la cual muestra la distribución de energía en el motor.



Gráfica 2.1. Distribución de la energía suministrada al motor.

Resulta impresionante observar en la Gráfica 2.1 que de la energía suministrada al motor por el combustible, cerca del 28% se pierde por los gases calientes que salen por el escape.

Este valor del 28% aunque no es igual para todas las máquinas térmicas que existen, sí es similar en los motores de ignición por chispa.

CAPÍTULO 3. SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO AUTOMOTRIZ.

La historia de los sistemas de transporte se remonta hasta los carruajes tirados por caballos, posteriormente la invención del automóvil significó un gran avance. Los primeros automóviles tenían cabinas que estaban abiertas al ambiente; lo que ocasionaba que los ocupantes tuvieran que ajustar sus vestimentas a las condiciones del clima.

No mucho tiempo después, las cabinas cerradas fueron introducidas, las cuales requerían de calefacción y ventilación para cumplir con las expectativas de los usuarios.

Los primeros sistemas de calefacción consistían en el simple uso de quemadores para añadir calor al interior del vehículo; mientras que la ventilación se lograba abriendo las ventanas o el parabrisas, añadir ventilas a las puertas y a los bastidores supuso una mejora en la ventilación siendo las ventilas los predecesores de los modernos ductos de aire.

En un principio, controlar el flujo de aire era difícil, pues dependía de la velocidad del vehículo y en algunas ocasiones el aire que entraba al compartimento de los ocupantes se presentaba sucio, demasiado húmedo o contenía humo proveniente del motor.

Obtener aire frío pudo haber sido tan fácil como colocar un bloque de hielo dentro del vehículo y permitir que se descongelara, aunque esto significaba una solución muy burda al problema.

Los inicios siempre son difíciles, pero eventualmente varios problemas fueron resueltos: la colocación de las ventilas en la base del parabrisas para permitir un flujo natural del aire y la utilización de motores eléctricos para incrementar el flujo a bajas velocidades.

Con la invención de los intercambiadores de calor se logró construir un sistema de calefacción que utilizaba el calor residual de los gases de escape o agua caliente proveniente del sistema de enfriamiento del motor. La solución en ese tiempo para el enfriamiento de la cabina eran sistemas que producían frío gracias a la evaporación de agua. Consistían en una caja o cilindro fijados a la ventana del automóvil, por un lado entraba aire del medio ambiente el cual era dirigido hacia una malla empapada de agua, el agua se evaporaba al absorber el calor que el aire transportaba y finalmente el aire más frío salía de la unidad y entraba al vehículo. El agua se almacenaba dentro de la misma unidad pero tenía que ser rellenada periódicamente con el fin de mantener siempre empapada la malla o de otra forma el sistema no era operativo.

Como cualquier sistema tenía sus desventajas, la principal era que para obtener aire relativamente más frío que el ambiental era necesario que su humedad relativa fuera

baja; otro problema consistía en que el aire que se suministraba al interior del vehículo contenía niveles altos de humedad, incrementándose dentro de la cabina.

El primer sistema de aire acondicionado (A/C) que operaba similarmente a los actuales fue el introducido por Packard en 1939. El sistema utilizaba un compresor, condensador, depósito deshidratador y un evaporador colocado en el maletero. El único control que disponía este sistema era un apagador del ventilador. El problema más grande del sistema de aire acondicionado de Packard era que el compresor operaba continuamente y la única forma de desconectarlo era quitando la correa que lo impulsaba.

Durante el periodo de 1940 a 1941 varios constructores de automóviles fabricaron vehículos con sistemas de A/C pero en pequeña escala y no diseñados para las masas. No fue sino hasta después de la Segunda Guerra Mundial que Cadillac anunció un sistema el cual tenía los controles ubicados en la repisa trasera del vehículo, lo cual significaba que el conductor tenía que moverse hasta los asientos traseros para activar o desactivar el sistema, lo cual ya era mucho más cómodo que hurgar debajo del cofre y quitar bandas.

En 1954 aproximadamente, Nash-Kelvinator fabricó el primer A/C diseñado para las masas; era un sistema compacto y relativamente económico con los controles en el tablero y con un embrague eléctrico que permitía acoplar o desacoplar el compresor con un solo movimiento de dedo. [3.1]

3.1 El sistema de aire acondicionado automotriz.

Un sistema de aire acondicionado es un término genérico para una unidad que mantiene el aire dentro de un espacio dado a una temperatura y humedad confortables, para lograr esto una unidad de aire acondicionado debe incluir un calefactor, un enfriador, un control de humedad y un ventilador. El propósito de un sistema de aire acondicionado es crear una zona de confort para los ocupantes del vehículo el cual puede ser ajustado dentro de cierto rango debido a que no todas las personas desean las mismas condiciones de temperatura y humedad.

La unidad de aire acondicionado (Figura 3.1) debe proveer una manera de controlar el clima dentro del vehículo.

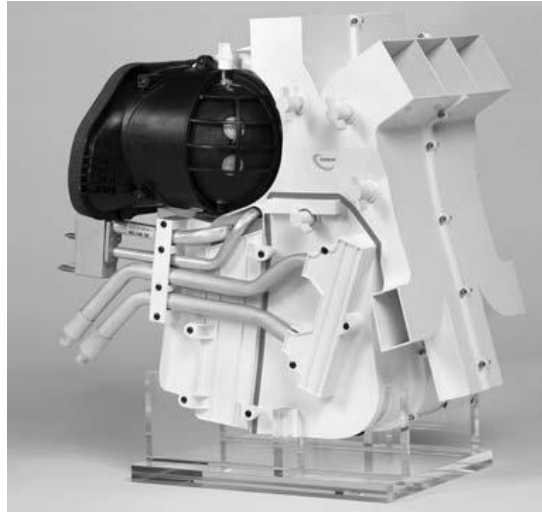


Figura 3.1. Unidad de aire acondicionado.

3.1.1 Sistema de calefacción.

El calor es una forma de energía que puede ser aprovechada de distintas formas; en este caso, el principio para lograr la calefacción es transferir suficiente calor de un punto a otro. El calefactor es un dispositivo el cual calienta el aire que entra o que ya está dentro del vehículo (recirculación de aire); el aire caliente es después dirigido a diferentes partes dentro del vehículo por medio de ductos.

Existen varias formas disponibles para calentar aire: calor residual de los gases de escape, calor producido por resistencias eléctricas o calor producto de la combustión en el motor. Generalmente el método más usual es aprovechar el calor de la combustión, el cual es transferido por medio de agua o aire dependiendo del sistema de enfriamiento del motor. Si el motor es enfriado por aire, un sistema de pantallas térmicas es usado para dirigir el calor de la superficie externa del motor, escape o en algunos casos del sistema de lubricación hacia el interior del vehículo.

En los motores de refrigeración líquida, el calor utilizado en el sistema de calefacción se obtiene por medio de una derivación del refrigerante caliente proveniente del motor haciéndose circular por un intercambiador de calor o matriz (Figura 3.2).

El intercambiador de calor se sitúa dentro de la unidad de aire acondicionado. Está diseñado de tal forma que permita el paso del aire sobre la superficie de sus aletas. Ya sea el aire fresco de entrada o el aire de recirculación, es forzado a pasar directamente sobre la superficie del intercambiador de calor y una vez caliente se distribuye dentro del vehículo.

Generalmente, se fabrican con núcleo de aleación de aluminio y tapas de plástico, aunque pueden emplearse otros materiales como latón o cobre.



Figura 3.2. Intercambiador de calor con núcleo de aluminio.

El control de la calefacción se sitúa desde el tablero o panel; internamente, la temperatura del aire caliente se regula de dos maneras distintas: controlando el flujo de agua que circula dentro del intercambiador o la cantidad de aire que lo atraviesa.

Flujo de agua. En este tipo de control de temperatura, la cantidad de líquido refrigerante que proviene del sistema de enfriamiento del motor es la que determina la temperatura del aire que se envía al habitáculo. Esto se logra por medio de una válvula que permite o bloquea el paso de líquido hacia el intercambiador de calor (Figura 3.3a).

Flujo de aire. Esta configuración controla el volumen de aire que atraviesa al intercambiador de calor utilizando un sistema de compuertas el cual desvía o dirige el aire sobre el intercambiador de calor (Figura 3.3b).

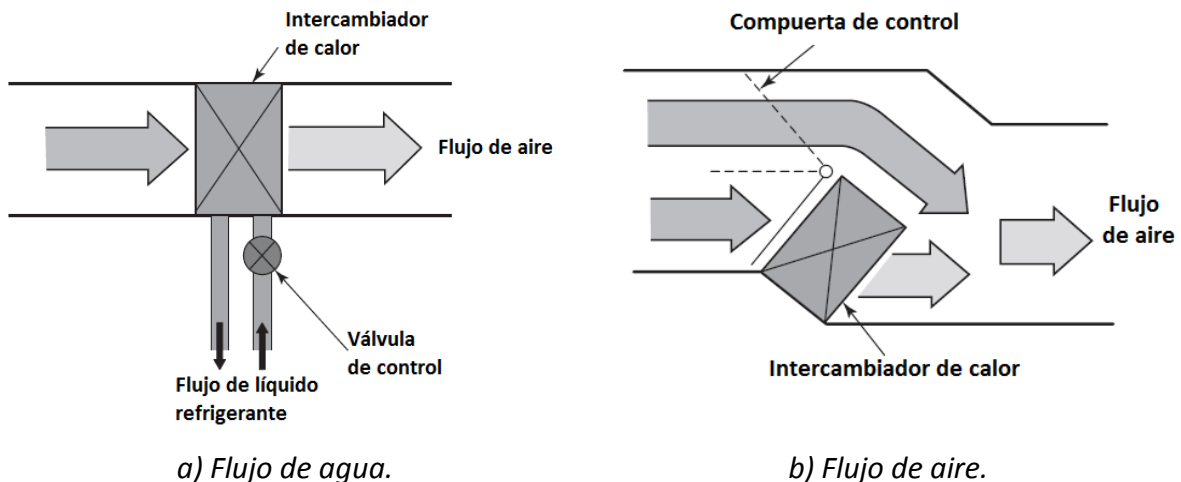


Figura 3.3. Tipos de control de calefacción.

3.1.2 Sistema de enfriamiento.

En la actualidad, el ciclo más común utilizado en aplicaciones automotrices para el enfriamiento de la cabina es el de compresión de vapor. Básicamente la refrigeración por compresión de vapor consiste en forzar mecánicamente la circulación de un fluido de trabajo (refrigerante) dentro de un circuito cerrado creando zonas de alta y baja presión con el fin de que el refrigerante absorba calor en un lugar y lo disipe en otra.

La importancia del fluido refrigerante en un sistema de A/C radica en que gracias a sus propiedades físicas permitirá la remoción del calor, es así como el refrigerante ideal debe tener las siguientes propiedades:

- Bajo punto de ebullición.
- Elevado punto crítico de presión y temperatura.
- Miscible con el aceite lubricante y químicamente estable.
- No tóxico y no inflamable.
- No corrosivo para metales, plásticos o hules.
- Económico de producir, usar y/o reciclar.
- Potencial cero de daño a la capa de ozono y de efecto invernadero.

Durante el desarrollo de los sistemas de A/C automotrices se empleó el refrigerante comúnmente conocido como R12; posteriormente el R134a fue desarrollado como sucesor y actualmente es el único aceptado por los fabricantes como sustituto.

Refrigerante R12 (CFC 12). Es un clorofluorocarbono. Fue utilizado por muchos años, desde el inicio de los sistemas de A/C hasta el 2001, año en que se retiró del mercado debido a su peligrosidad para la capa de ozono y su contribución al calentamiento global.

Refrigerante R134a (HFC 134a). Es un hidroclorofluorocarbono. Se desarrolló como un sustituto para el R12; al no contener cloro en su molécula es inocuo a la capa de ozono, además de ser no tóxico, no corrosivo y no contribuir con el efecto invernadero. Pero su principal desventaja es su no miscibilidad con aceites minerales dificultando la lubricación de componentes que lo requieren, así que se tuvieron que desarrollar lubricantes sintéticos miscibles en el refrigerante para solucionar el problema.

A grandes rasgos, la forma más simple de estos sistemas consta de un compresor, condensador, depósito deshidratador, válvula de expansión y evaporador. (Figura 3.4). Más adelante se verá la descripción de cada componente a mayor detalle.

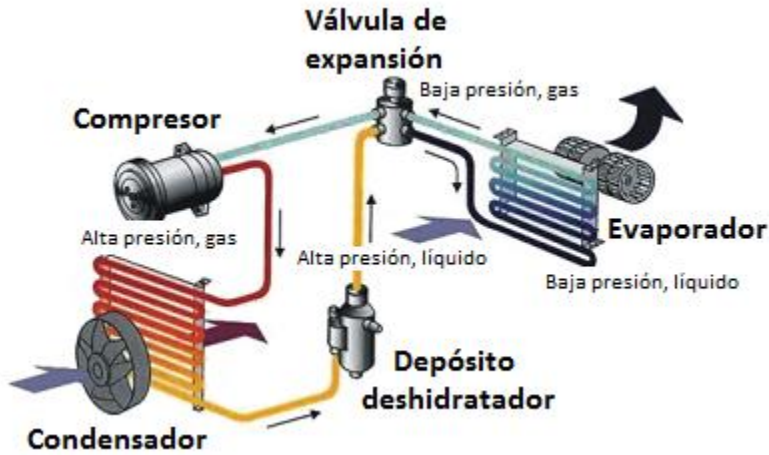


Figura 3.4. Sistema de A/C.

3.2 El ciclo de compresión de vapor.

Para comprender correctamente el ciclo es importante entender los cambios que sufre el refrigerante cuando es utilizado en un sistema de A/C. Se explicará el ciclo ideal de compresión de vapor (CV) utilizando un diagrama presión vs entalpia. (Figura 3.5)

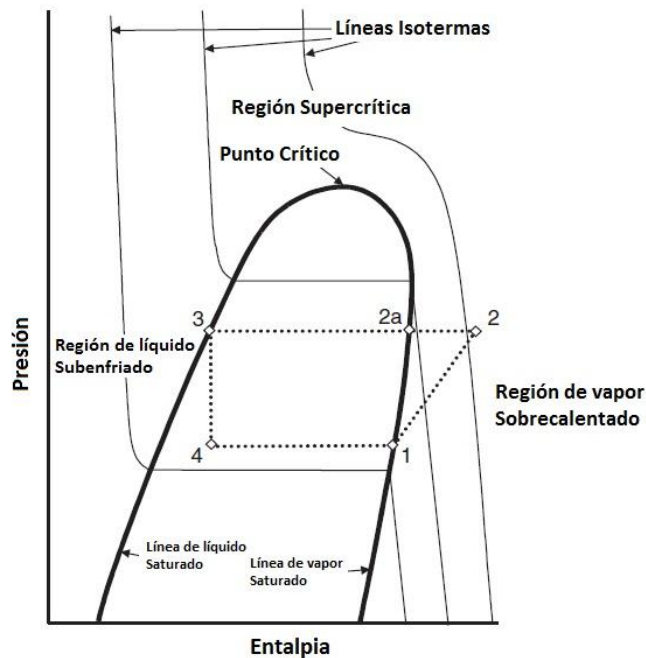


Figura 3.5. Ciclo ideal de compresión de vapor.

Estado 1: Es el comienzo del ciclo en el cual el refrigerante entra al compresor como vapor saturado.

Estado 2: El refrigerante se comprime adiabáticamente (el compresor es 100% eficiente, no hay pérdidas de calor en el proceso) y se convierte en vapor sobrecalentado debido al incremento de presión, temperatura y entalpia. En este punto el refrigerante tiene una temperatura mayor a la del aire exterior.

Estado 2a: Posteriormente el refrigerante sale del compresor dirigiéndose al condensador donde transfiere el calor necesario al aire exterior para transformarse de vapor sobrecalentado a vapor saturado. Esto ha disminuido la temperatura del refrigerante, ahora es un vapor saturado manteniéndose constante la presión y la temperatura pero el calor sigue siendo removido ocasionando una disminución en la entalpia.

Estado 3: El vapor comienza a condensarse en líquido (calor latente de condensación) y continúa hasta que todo el vapor es líquido saturado. El refrigerante abandona el condensador como líquido saturado y viaja hasta una válvula de expansión.

Estado 4: Ahora el refrigerante se somete a un proceso de expansión isoentálpico (entalpia constante), el proceso reduce significativamente la temperatura y presión del refrigerante mientras que la entalpia permanece constante. Una pequeña cantidad de refrigerante se vaporiza durante la expansión pero la mayor parte del refrigerante se mantiene líquida y a una temperatura por debajo de la del aire exterior (aire que entra al vehículo o que proviene de la recirculación). El refrigerante fluye hacia el evaporador el cual actúa como intercambiador de calor que transfiere calor desde el aire que circula sobre sus aletas hacia el refrigerante que fluye por su interior; el refrigerante absorbe el calor incrementando su entalpia mientras la presión y temperatura se mantienen constantes. El líquido refrigerante se vaporiza hasta transformarse en vapor saturado, viajando nuevamente al compresor para continuar el ciclo.

3.3 Componentes de un sistema de compresión de vapor.

Como se ha visto anteriormente, un sistema de compresión de vapor consta de varias partes elementales, compresor, condensador, depósito deshidratador, válvula de expansión y evaporador; a continuación se verá la descripción de cada una de las partes fundamentales de un sistema de compresión de vapor.

3.3.1 Compresor.

La función del compresor es comprimir e impulsar el vapor de refrigerante sobrecalentado en el ciclo cerrado del sistema (Figura 3.6). Varían en diseño, tamaño, peso, velocidad rotacional de operación, dirección de giro y desplazamiento; incluso pueden ser impulsados mecánica o eléctricamente. Algunos son de desplazamiento variable (para adaptarse a la demanda del sistema) o fijos.



Figura 3.6. Compresor de A/C de Honda Civic.

Dentro del sistema de A/C el compresor es el responsable de aproximadamente el 80% del consumo de energía requerida para funcionar [3.1]; lo que lo convierte en un elemento clave en la eficiencia global del sistema.

En los vehículos equipados con sistemas de A/C que poseen compresores activados mecánicamente, la energía mecánica se transmite desde el cigüeñal del motor al eje del compresor por medio de un sistema de poleas y correas. Para controlar el acople y desacople del compresor se recurre a un embrague electromagnético.

Existen algunos tipos de compresores los cuales tienen la capacidad de variar el volumen del refrigerante que comprimen dependiendo de la demanda del sistema. La demanda del sistema se puede medir por medio de la presión que proviene del evaporador. Dicha demanda se traduce en la cantidad de calor transferido al refrigerante, este incremento en la temperatura afecta a la presión de entrada en el compresor.

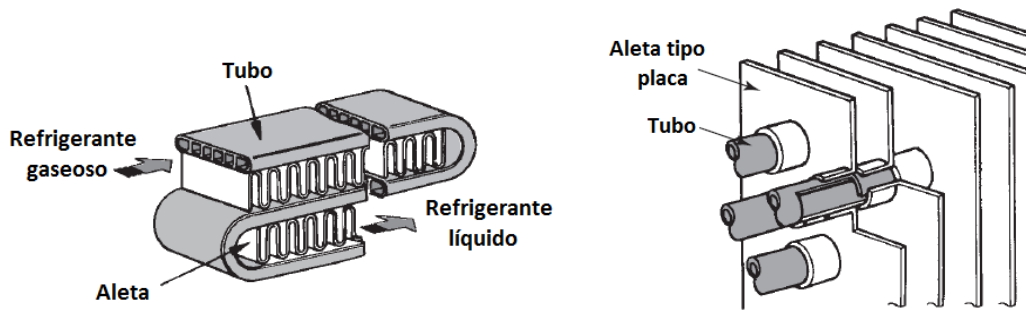
Los compresores de desplazamiento variable tienen algunas ventajas sobre los fijos, tales como ofrecer una mayor durabilidad al embrague electromagnético pues no es necesario desacoplarse cuando la demanda del sistema es demasiado baja, así como una mayor eficiencia en el consumo de combustible.

3.3.2 Condensador.

La función del condensador es actuar como un intercambiador de calor el cual disipa el calor contenido en el refrigerante. Vapor sobrecalentado entra al condensador saliendo transformado en líquido subenfriado. Es imperante que este dispositivo sea altamente eficiente así como lo más compacto posible. Su colocación es al frente del vehículo donde una fuerte corriente de aire a través de su núcleo puede ser lograda cuando el automóvil esta en movimiento. Para ayudar en la remoción de calor cuando el automotor está en reposo o circula a baja velocidad se utilizan ventiladores eléctricos.

El diseño ideal de un condensador es aquel en el cual no hay caída de presión entre su entrada y su salida. Generalmente están fabricados de aleaciones de aluminio para prevenir cualquier reacción química entre el metal y la mezcla de refrigerante-aceite.

Se pueden clasificar por la configuración básica o el tipo de flujo. Atendiendo a la clasificación por la configuración de los tubos y las aletas (tubos para conducir el refrigerante y las aletas para incrementar la superficie de contacto con el aire exterior) los tipos de condensadores son tipo serpentín con aletas y tipo de tubo y placas. (Figura 3.7)



Tipo serpentín con un solo tubo plano y aletas

Tipo tubos redondos y placas.

Figura 3.7. Clasificación por configuración.

La otra clasificación existente para los condensadores los agrupa por tipo de flujo; tipo serpentín o flujo paralelo (Figura 3.8); en el tipo serpentín el flujo del refrigerante es a través del tubo o tubos siguiendo solo una sola dirección mientras que en el tipo de flujo paralelo se permite que el refrigerante circule verticalmente tanto como horizontalmente a través del condensador.

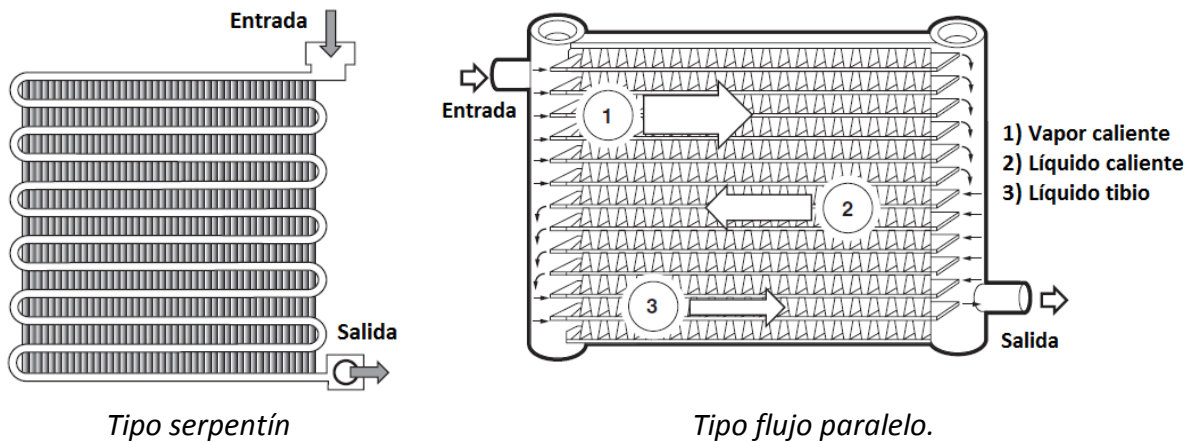


Figura 3.8. Clasificación por flujo.

El condensador es el dispositivo del sistema de A/C en el cual se disipa el calor no deseado por lo que se vuelve una parte determinante en la eficiencia de todo el sistema. A medida que el calor latente de condensación sea transferido a la corriente de aire incidente, el vapor se transformará en refrigerante líquido.

3.3.3 Dispositivos de separación y reserva.

3.3.3.1 Depósito deshidratador.

En los sistemas de aire acondicionado en los cuales se utiliza una válvula de expansión (VE) el depósito deshidratador se instala entre el condensador y dicha válvula (Figura 3.9). Las metas del depósito deshidratador son:

- Asegurar que el sistema está libre de suciedad previniendo así desgastes excesivos o fallas prematuras de los componentes.
- Eliminar la humedad en el refrigerante (por medio de un desecante) evitando así la corrosión interna y la formación de hielo dentro de los componentes del sistema lo cual podría causar un bloqueo del circuito.
- Actuar como un depósito de reserva para suministrar refrigerante cuando las variaciones en la demanda lo requieran.
- Permitir que únicamente refrigerante en estado líquido fluya hacia la válvula de expansión.
- Facilitar un punto de acceso para diagnóstico.

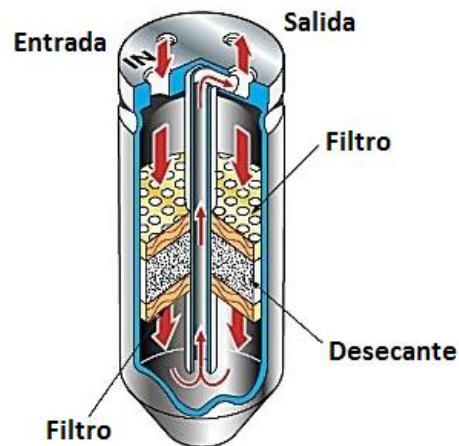


Figura 3.9. Vista interna del depósito deshidratador.

Funcionamiento: Idealmente, el refrigerante que ingresa al depósito deshidratador está en estado líquido; sin embargo, si la demanda al sistema es elevada posiblemente el condensador no sea suficiente para licuar totalmente el refrigerante, ocasionando la presencia de vapor. De esta manera, una mezcla de líquido y vapor entra al depósito deshidratador donde es separada; el líquido cae hasta el fondo mientras el vapor se almacena en la parte superior. La salida está conectada a un tubo colector interno el cual tiene el punto de succión en la parte más baja del depósito que es también donde se aloja el filtro desecante (elemento deshidratador), el refrigerante fluye a través del filtro desecante hasta el punto de succión del tubo colector; garantizando así que únicamente líquido llegará a la válvula de expansión.

3.3.3.2 Acumulador.

El acumulador es un dispositivo similar al depósito deshidratador, pero se utiliza en sistemas de A/C que utilizan una válvula de orificio fijo (VOF) en lugar de una VE. El acumulador se localiza entre el evaporador y el compresor. (Figura 3.10) Los propósitos del acumulador son los siguientes:

- Asegurar que el refrigerante suministrado al compresor esté completamente en estado gaseoso.
- Filtrar cualquier suciedad para evitar desgastes excesivos o fallas prematuras de los componentes del sistema.
- Eliminar la humedad en el refrigerante (por medio de un desecante) evitando así la corrosión interna y la formación de hielo dentro de los componentes del sistema lo cual podría causar un bloqueo del circuito.

- Actuar como un depósito de reserva para suministrar refrigerante cuando las variaciones en la demanda lo requieran.
- Añadir aceite para los componentes como el compresor que requieren lubricación.

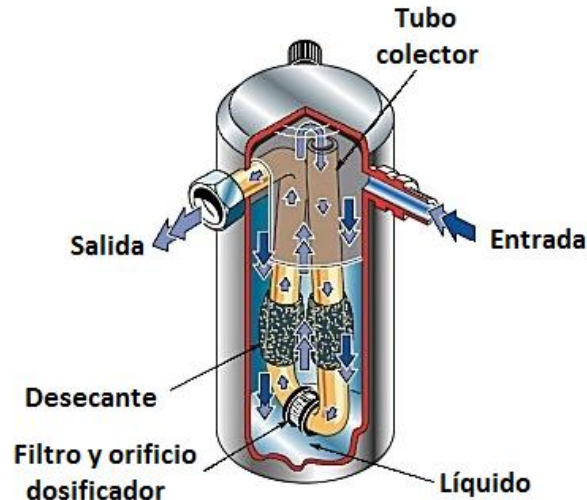


Figura 3.10. Vista interna del acumulador.

Funcionamiento: El refrigerante entra al acumulador proveniente del evaporador como una mezcla de líquido vapor por el puerto de entrada, creando un vórtice y fluyendo alrededor del capuchón. El refrigerante atraviesa entonces el desecante donde la humedad es eliminada. El vapor se separa de la fase líquida y se acumula por debajo del capuchón de donde es extraído hacia la salida; durante su trayectoria hacia el exterior del acumulador el vapor circula por el tubo colector el cual tiene una forma de “U” dentro del cual se mezcla con el aceite lubricante proveniente de un pequeño orificio dosificador.

3.3.4 Dispositivos de estrangulación.

Para controlar el volumen de refrigerante que fluye por el evaporador se recurre a ciertos dispositivos; la válvula de expansión (VE) o a la válvula de orificio fijo (VOF), a pesar de ser dispositivos distintos ambos cumplen las mismas funciones:

- Separar al sistema en una zona de alta presión y otra de baja presión.
- Controlar el flujo de refrigerante hacia el evaporador y por ende, la capacidad frigorífica.
- Garantizar que el refrigerante que sale del evaporador es vapor sobrecalentado.

El tipo de válvula a utilizar está determinada por la caída de presión a través del evaporador. Los sistemas de aire acondicionado de una sola etapa utilizan solamente uno de los tipos mientras que los sistemas duales pueden llegar a utilizar ambas.

3.3.4.1 Válvulas de expansión.

Dentro de las VE existen también algunas variaciones en su diseño:

- Válvula de expansión equilibrada externamente (VEEE).
- Válvula de expansión equilibrada internamente (VEEI).
- Válvula de expansión H o de caja (VEH).

VEEE: Este diseño de válvula detecta la presión y la temperatura a la salida del evaporador para regular el paso de refrigerante. La ventaja de detectar la presión del refrigerante a la salida del evaporador es que de esta forma actúa directamente sobre el diafragma de la válvula, diafragma que por medio de un pivote regula el paso de refrigerante. Este arreglo soluciona el problema de la detección de la caída de presión en el evaporador. (Figura 3.11)

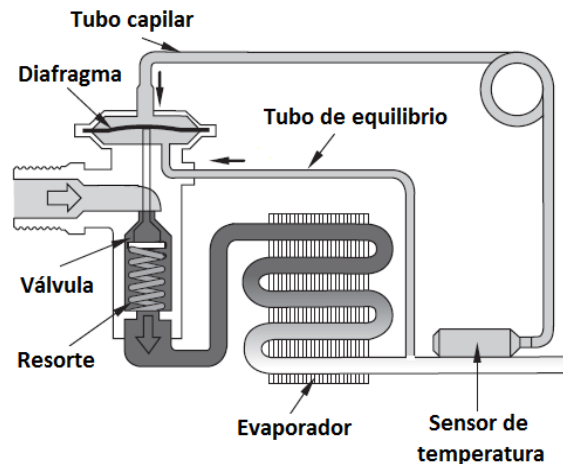


Figura 3.11. Válvula de expansión equilibrada externamente.

VEEI: Esta válvula opera bajo un principio similar a la equilibrada externamente; la diferencia consiste en que no detecta la caída de presión a la salida del evaporador sino a la entrada o incluso antes por medio de una perforación dentro de la carcasa, así el refrigerante que entra presiona el lado inferior del diafragma regulándose el flujo. (Figura 3.12)

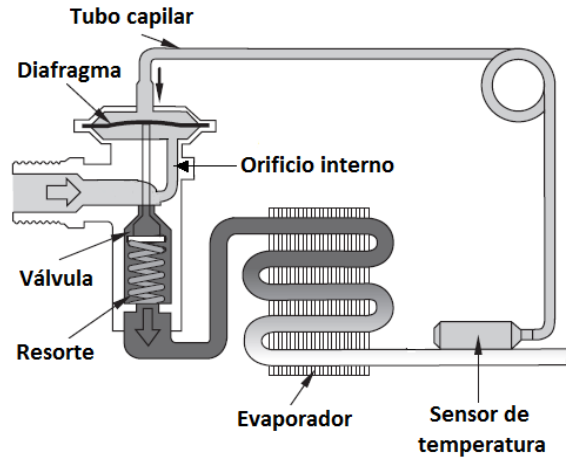


Figura 3.12. Válvula de expansión equilibrada internamente.

VEH: Es una válvula que puede detectar la caída de presión y la temperatura tal y como una VEEE puede hacerlo, pero sin la utilización de tuberías externas. Esto se logra con la utilización de dos pasajes de circulación: una para el refrigerante que entra al evaporador y la otra para el que sale. De esta forma unas perforaciones practicadas adecuadamente a la carcasa comunican los pasajes con el diafragma que controla la abertura de la válvula. (Figura 3.13)

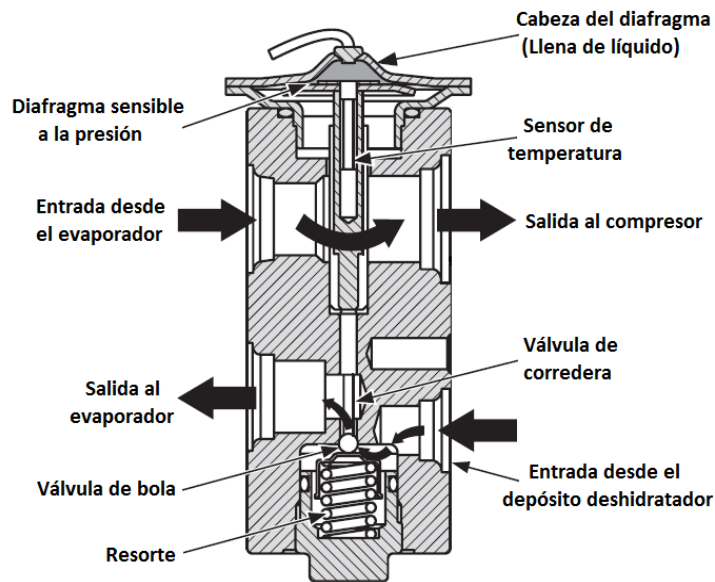


Figura 3.13. Válvula de expansión H.

3.3.4.2 Válvulas de orificio.

La válvula de orificio fijo (VOF) se posiciona dentro de la línea a alta presión, ubicada entre el condensador y el evaporador. Es fácil detectarla en un sistema de A/C debido al incremento en el diámetro de la tubería en el lugar preciso de su ubicación y también porque es en esta zona donde se aprecia el cambio de temperatura de caliente a frío. (Figura 3.14)

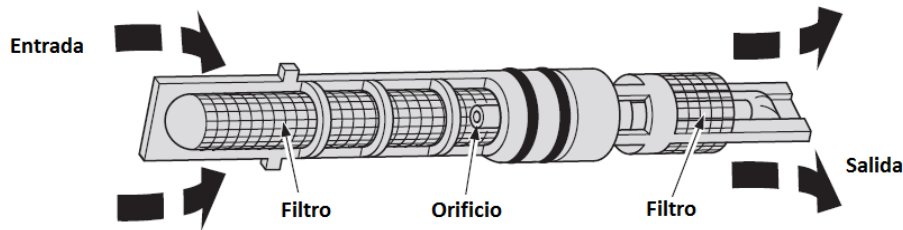


Figura 3.14. Válvula de orificio fijo.

El volumen del refrigerante que fluye a través del orificio es determinado por la presión y el tamaño del orificio mismo. Al ser una abertura de diámetro constante la única manera de controlar el flujo es variando la presión del refrigerante.

Una desventaja muy notable de esta válvula es que tiende a mantener al compresor en un estado de paro y arranque cíclico con el fin de adaptarse a la demanda del sistema; los modos posibles para evitar este problema consisten en la utilización de un compresor de desplazamiento variable o en su defecto una válvula de orificio variable (VOV).

La VOV permite regular el diámetro del orificio por el cual pasa el refrigerante y así modificar la caída de presión a través de la válvula al valor óptimo. (Figura 3.15)

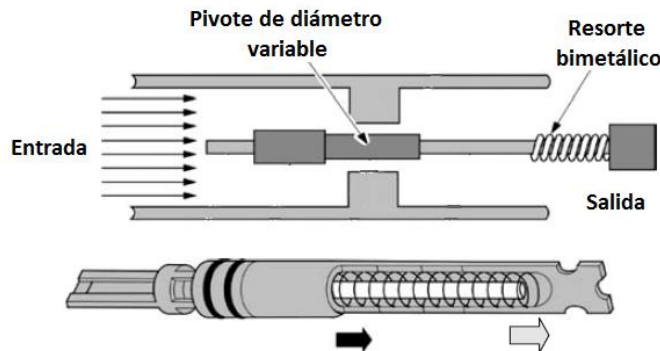


Figura 3.15. Válvula de orificio variable.

3.3.5 Evaporador.

Constructivamente, el evaporador es muy similar al condensador, pues podrá estar constituido de un serpentín y aletas o tubos y placas. La función de este dispositivo es proporcionar una gran superficie para permitir que el aire que pasa a través de su núcleo ceda el calor que posee al refrigerante que fluye en su interior.

En esta parte del ciclo, al pasar por la válvula de expansión y antes de entrar al evaporador, el refrigerante sufre una caída en la presión y temperatura causando una susceptibilidad elevada a la ebullición, lo único requerido para lograrlo es calor. El evaporador absorbe la energía térmica del flujo de aire circulante sobre su superficie, el calor se transfiere al refrigerante y éste alcanza su punto de saturación; con un pequeño aporte más de calor, finalmente se transforma en vapor sobrecalentado y sale hacia el compresor. (Figura 3.16)

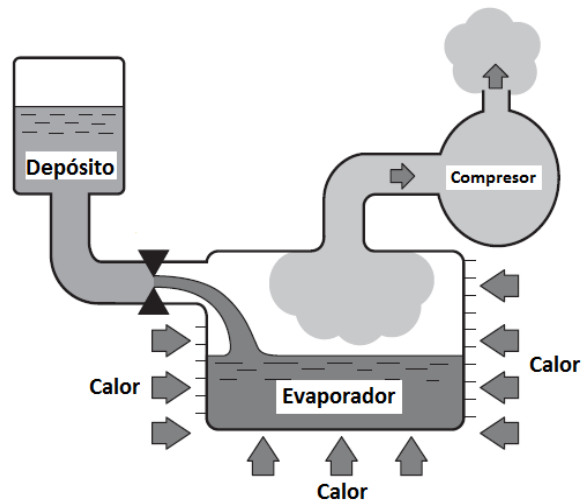


Figura 3.16. Funcionamiento del evaporador.

Una vez que el refrigerante ha salido del evaporador, éste último está realmente frío por lo que cualquier traza de humedad en el flujo de aire que circula a través de su núcleo se adherirá a su superficie condensándose pero sin llegar al punto de solidificación. Las gotitas de agua que se forman sobre el evaporador ayudan a limpiar el aire entrante atrapando suciedad y las partículas extrañas. El exceso de condensación gotea por gravedad cayendo dentro de un sumidero y se elimina al exterior del vehículo por medio de un ducto.

El contenido de humedad también se reduce por lo que el aire entregado al interior del vehículo es más seco; mejorando la comodidad especialmente en ambientes

demasiado húmedos y permitiendo la evaporación de la transpiración más rápidamente; además de evitar el empañamiento de los parabrisas y las ventanas.

3.4 Sistemas alternativos de refrigeración.

Si bien, la disminución de la temperatura del aire suministrado a la cabina a partir del ciclo de compresión de vapor es el más extendido, no es el único método existente. Pues en la naturaleza se han observado varios fenómenos los cuales producen un diferencial de temperatura, de tal forma que adecuadamente aprovechados tales fenómenos pueden utilizarse para el diseño de máquinas frigoríficas.

He aquí la descripción a grandes rasgos de algunos tipos de sistemas alternativos de refrigeración.

3.4.1 Refrigeración termoeléctrica.

La refrigeración termoeléctrica (RTE) está basada en el efecto Peltier y constituye un sistema de conversión directa de electricidad en frío, sin necesidad de realizar algún otro cambio energético. (Figura 3.17)

El descubrimiento del llamado efecto Peltier se remonta al 1834, año en que un relojero suizo llamado Jean Peltier descubrió que el paso de una corriente eléctrica a través de la unión de dos metales distintos, en una dirección produce un efecto de frío. De la misma forma cuando la polaridad de la corriente se invertía el efecto era el calentamiento. [3.2]

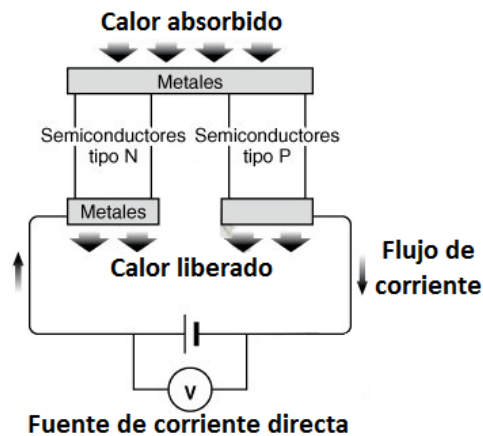


Figura 3.17. Efecto Peltier.

Los refrigeradores que basan su principio de operación en este fenómeno presentan un rendimiento mucho menor que los refrigeradores convencionales de compresión de vapor debido a su alto consumo eléctrico.

Las principales ventajas de estas unidades son: su tamaño relativamente reducido, son silenciosas por la ausencia de partes móviles, tienen un tiempo de vida relativamente largo, no contienen líquidos ni gases como medios refrigerantes y el control de la razón de enfriamiento es muy simple mediante el ajuste de la corriente de alimentación.

3.4.2 Tecnología de sorción.

La refrigeración por sorción es una tecnología que permite transformar directamente calor en frío. Los sistemas existentes de sorción están basados en dos fenómenos diferentes aunque muy similares: el de absorción y el de adsorción. En estos fenómenos (que son reversibles) se produce una caída en la temperatura de las sustancias usadas al momento de mezclarse y dicha mezcla puede ser separada nuevamente con la simple aplicación de calor (energía suministrada para el funcionamiento del ciclo).

3.4.2.1 Refrigeración por absorción.

El fenómeno de la absorción es la mezcla de un gas o un líquido en otro líquido, ambos fluidos presentan una fuerte afinidad para formar una solución. Los fluidos utilizados en el ciclo reciben nombres distintos: refrigerante al que se diluye y absorbente al líquido que disuelve al primero. (Figura 3.18)

Una máquina de refrigeración por absorción (RAB) requiere de muy poca e incluso nula energía eléctrica de respaldo para funcionar. El ciclo de operación puede ser descrito en las siguientes etapas:

1. Una bomba impulsa la solución hacia la zona de alta presión.
2. La mezcla enriquecida se calienta en el generador por medio de la aplicación de energía térmica. La adición de calor permite la separación del refrigerante del absorbente.
3. El vapor del refrigerante es conducido hacia un ciclo tradicional, pasando por un condensador, una válvula de expansión y un evaporador. El enfriamiento se produce por la evaporación del refrigerante en el evaporador.
4. Tanto el refrigerante como el absorbente retornan a un depósito en el cual pueden mezclarse nuevamente dando origen a un nuevo ciclo.

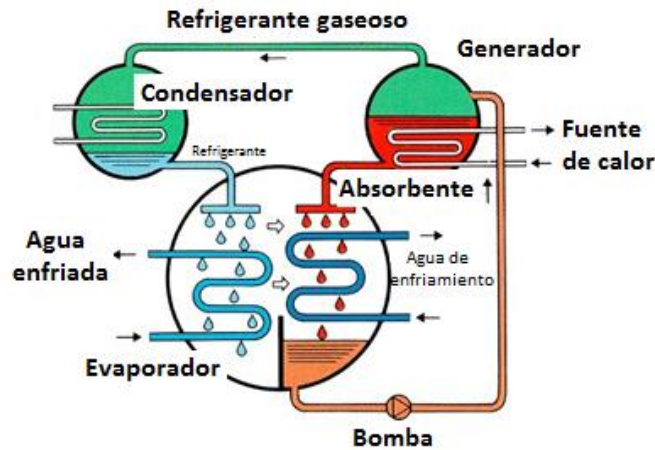


Figura 3.18. Ciclo de absorción simplificado.

3.4.2.2 Refrigeración por adsorción.

La refrigeración por adsorción (RAD) es el fenómeno resultante de la interacción de un sólido (adsorbente) y un gas (refrigerante) basado en interacciones a nivel físico y químico. El fenómeno requiere de un adsorbente altamente poroso que pueda atrapar fácilmente al refrigerante en su estructura y una vez saturado, pueda ser regenerado con la aplicación de calor.

Los principios básicos de operación de un ciclo de adsorción son muy similares a los de absorción, sin embargo, difieren en un aspecto primordial: en un ciclo de absorción se utiliza una mezcla líquida por lo cual puede ser operado continuamente, mientras que la adsorción utiliza una fase sólida por lo cual su operación es intermitente.

3.4.3 Refrigeración magnética.

La refrigeración magnética (RM) se apoya en el efecto magnetocalórico. Dicho fenómeno consiste en la propiedad de algunos materiales de modificar su temperatura cuando son colocados dentro de un campo magnético.

La operación de estos refrigeradores se lleva a cabo de la siguiente manera:

Primeramente, se aplica un campo magnético a un material magnetizado que originalmente está a temperatura ambiente ocasionando su calentamiento. A través del contacto térmico con el exterior y manteniendo el campo magnético, el material disipa el calor hasta enfriarse a la misma temperatura que el ambiente.

Después, al suprimir repentinamente el campo se provoca que el material disminuya aún más su temperatura. Ahora el material se pone en contacto térmico con el objeto a enfriar, ambos alcanzan su temperatura de equilibrio, la cual es inferior a la ambiental produciéndose así la refrigeración. El proceso puede repetirse y el resultado es que cada ciclo extrae una cantidad de calor desde el depósito frío hacia el exterior (Figura 3.19). [3.3]

A nivel práctico, para lograr el contacto térmico se utilizan fluidos para conducir el calor, puesto que el material magnetocalórico es sólido y no puede ser bombeado.

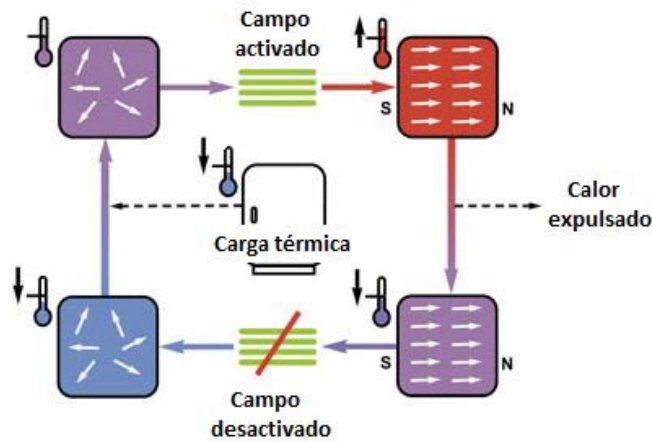


Figura 3.19. Refrigeración magnética.

3.4.4 Refrigeración termoacústica.

La refrigeración termoacústica (RTA) es una de las pocas tecnologías que permite transformar el calor en frío, aunque de forma más precisa, la energía térmica suministrada al dispositivo se transforma primero en energía mecánica (ondas acústicas), las cuales adecuadamente empleadas son las responsables de un diferencial de temperatura. En el capítulo siguiente se verá una descripción detallada del efecto termoacústico, puesto que es la tecnología de interés en este trabajo.

3.5 Cuadro comparativo.

En resumidas cuentas se presenta a continuación una tabla comparativa de los beneficios ofrecidos por cada uno de los sistemas de refrigeración alternativos al de compresión de vapor, en términos de costo de manufactura, beneficio medioambiental, rendimiento, peso del dispositivo y potencia específica (cantidad de energía térmica transferida por unidad de volumen). (Tabla 3.1)

Sistema	Costo	Beneficio medioambiental	Rendimiento	Peso	Potencia específica
CV	Aceptable	Bajo	Bueno	Bueno	Muy buena
RTE	Bajo	Muy bueno	Muy bajo	Aceptable	Baja
RAB	Alto	Bueno	Bajo	Alto	Aceptable
RAD	Aceptable	Bueno	Aceptable	Aceptable	Aceptable
RM	Alto	Bueno	Muy bueno	Elevado	Aceptable
RTA	Muy bajo	Muy bueno	Bajo	Bueno	Aceptable

Tabla 3.1. Comparación de los sistemas de refrigeración alternativos. [3.4]

CAPÍTULO 4. REFRIGERACIÓN TERMOACÚSTICA.

La refrigeración termoacústica es una de las tecnologías emergentes llamadas “verdes”; los dispositivos termoacústicos están divididos en dos clases distintas (motores termoacústicos y bombas de calor), pero ambas implican un intercambio de energía acústica y térmica. En principio, los motores termoacústicos toman energía térmica desde un depósito caliente, convirtiendo parte del calor en energía acústica y descargando el restante en uno depósito tibio; mientras las bombas de calor usan las ondas sonoras para bombear calor desde un depósito a otro, resultando en un gradiente de temperatura entre ambos.

Estos aparatos tienen una forma similar a tubos cerrados; utilizan el fenómeno de resonancia de ondas estacionarias para funcionar: las ondas sonoras generadas dentro del tubo son reflejadas y amplificadas para reforzarse mutuamente produciendo altos niveles de sonido.

La propagación del sonido en el aire ocasiona un cambio dinámico en la temperatura, pero en niveles bajos tal como en una conversación normal, el cambio en la temperatura es del orden de milésimas de grado centígrado. En el interior de un refrigerador termoacústico los niveles de sonido son muchísimo más elevados de tal manera que un gradiente de temperatura útil puede ser obtenido.

El ambiente aislado y las condiciones bajo las cuales este fenómeno ocurre dentro del tubo resonador, permite que el sonido en el exterior no sea mayor al de un sistema de compresión de vapor convencional del mismo tamaño.

En términos generales un refrigerador termoacústico (TAR) es un dispositivo que se forma al acoplar una fuente motriz (fuente de ondas sonoras tal como un motor termoacústico o un altavoz) y una bomba de calor, de manera que al activar la fuente motriz, ésta produzca ondas acústicas por medio de las cuales la bomba de calor genere un gradiente de temperatura aprovechable (Figura 4.1).



Figura 4.1. Refrigerador termoacústico.

Existen claros beneficios al usar un sistema de aire acondicionado termoacústico (A/C TA) sobre los actuales sistemas de compresión de vapor (CV). Desde sus orígenes en

los 30's, los sistemas de A/C utilizan el principio de refrigeración de CV, una tecnología bien desarrollada y refinada que sin embargo aún sigue siendo indirectamente peligrosa para el medio ambiente: demandando potencia del motor (con el resultante aumento de las emisiones) y utilizando refrigerantes adversos para el medio ambiente (el refrigerante R-134a, posee un potencial de efecto invernadero 1300 veces mayor que el bióxido de carbono [4.1]).

La tecnología termoacústica tiene el potencial de eliminar los problemas mencionados anteriormente; es decir, no requiere de fluidos tóxicos o dañinos para el ambiente, no requiere de mantenimiento significativo y no representa costos elevados de construcción. Pero lo más importante, estos dispositivos pueden ser operados utilizando calor como fuente directa de energía eliminando la necesidad de un compresor y aprovechando el calor que de otra manera se perdería en el medio ambiente.

Comparados con los actuales sistemas de A/C, los termoacústicos son muy simples y económicos de construir usando acero, aluminio e incluso plásticos [4.2], además el peso de uno de estos sistemas no es mayor que su equivalente de CV.

4.1 Antecedentes del efecto termoacústico.

Las primeras observaciones de la producción de sonido a partir del calentamiento adecuado de un sistema físico datan de mediados del siglo XVIII. Desde entonces los sopladores de vidrio han utilizado prácticamente la misma técnica para darle forma a diversos artículos. Esta técnica consiste en introducir uno de los extremos de un tubo largo y delgado dentro de una masa de vidrio al rojo vivo; una vez que el tubo se encuentra unido a la masa de vidrio caliente, el artesano sopla por el extremo abierto del tubo para moldear la masa de vidrio. Al dejar de soplar, el extremo a temperatura ambiente queda abierto y emite un fuerte sonido, poniendo de manifiesto el efecto termoacústico en su modalidad de generador de ondas acústicas.

La primera máquina termoacústica que se estudió fue un tubo construido por un físico alemán de nombre Karl Friedrich Julius Sondhauss en 1850, el cual consistía en un tubo largo y cerrado en un extremo por un bulbo, al calentar suficientemente el extremo cerrado éste emite oscilaciones acústicas.

Posteriormente, en 1859 se estudió la generación de sonido por efecto termoacústico en otras geometrías, como por ejemplo el tubo diseñado por el holandés Petrus Leonardus Rijke. Este tubo se encuentra en posición vertical, tiene sus dos extremos abiertos y cuenta con una malla interna localizada a la mitad del tubo; calentando la malla es la manera de producir oscilaciones acústicas.

La primera explicación que se tuvo del efecto termoacústico fue dada por el físico John William Strutt (Lord Rayleigh) que publicó en su libro “The theory of sound” de 1896; su explicación está en términos de la fase relativa de la oscilación de presión y la entrada de calor al fluido; según su teoría, si se transfiere calor al fluido en el momento de máxima presión ésta aumentará aun más y si se extrae calor en el momento de mínima presión, se disminuirá aun más, por lo que se estará aumentando la amplitud de la perturbación de presión inicial, es decir, la onda acústica será excitada. Si por el contrario la entrada de calor al sistema se da en el momento de mínima presión y la salida en el momento de máxima, la onda acústica original será atenuada.

La teoría de la refrigeración termoacústica es bastante reciente; P. Merkli y H. Thomann observaron un ligero enfriamiento en las proximidades del antinodo en un gas que se encontraba sometido a resonancia dentro de un cilindro en 1975 [4.3]. En 1983 se introdujo el concepto de refrigeración termoacústica, es decir, el uso de partículas de fluido oscilantes para inducir un efecto de enfriamiento [4.4].

Actualmente la teoría de la termoacústica está bien establecida pero es todavía incapaz de explicar el proceso completamente; sin embargo, experimentos y análisis numéricos avalan plenamente las usuales suposiciones teóricas, las cuales son:

- El medio acústico es un fluido ideal, sin fricción y homogéneo.
- El proceso asociado con el movimiento de la onda es isoentrópico.
- La amplitud de las fluctuaciones en la presión es lo suficientemente pequeña para que la suposición de linealidad acústica sea válida.
- La propagación de la onda es completamente axial.
- Las paredes del ducto son acústicamente rígidas y continuas.

4.2 Refrigeración termoacústica.

En el proceso de la refrigeración termoacústica se utiliza una onda sonora para lograr una transferencia de calor entre el gas en el cual se propaga y un medio sólido. La transferencia ocurre en todo lo largo de las paredes de la estructura que contiene el gas.

Una onda de sonido es la manera en que se propaga una perturbación, un fenómeno el cual induce una variación reversible en las propiedades físicas (presión y temperatura) del medio en el cual se propaga. Transporta energía, pero no materia, sufriendo un desplazamiento macroscópico en la misma dirección en que la onda lo hace por lo tanto es una onda longitudinal.

La compresión calienta el gas, mientras que la expansión lo enfría. Cada periodo de compresión y expansión está asociado con un incremento seguido de un decremento de temperatura. La onda de presión ocasiona una oscilación en el volumen; existiendo un máximo y un mínimo. Es así como a la mitad de un ciclo, el gas ocupa un volumen mínimo por lo que está comprimido y caliente, a su vez, al final del ciclo el gas ocupa el máximo volumen y por lo tanto está frío. Si un medio sólido tal como una placa horizontal se usa para acumular calor o para frenar la transferencia de calor, en cada fase de compresión el gas caliente calentará al sólido y durante la fase de expansión absorberá calor del sólido.

A nivel macroscópico, el calor se transferirá desde un extremo de la placa hacia el otro, creando un diferencial de temperaturas entre ambos. Un intercambiador de calor puede colocarse entonces en cada extremo para suministrar calor hacia un volumen dado para calentarlo o a la inversa para retirarle calor y enfriarlo (bomba de calor).

En la Figura 4.2 se representa una bomba de calor termoacústica en la cual el fluido dentro del tubo es excitado por una fuente acústica; una rejilla (conjunto de placas planas) se coloca dentro del tubo entre dos intercambiadores de calor, uno frío y otro caliente, cuyo propósito es crear una distribución continua de temperatura con un imperfecto contacto térmico intencional con el fluido de trabajo. En esa misma figura se muestra la distribución de presión y velocidad a través del tubo resonador, la velocidad de las partículas en los extremos es cero mientras que en la mitad de la sección se genera un antinodo (en una onda estacionaria es el punto donde se localiza la máxima amplitud ocasionada por interferencia constructiva).

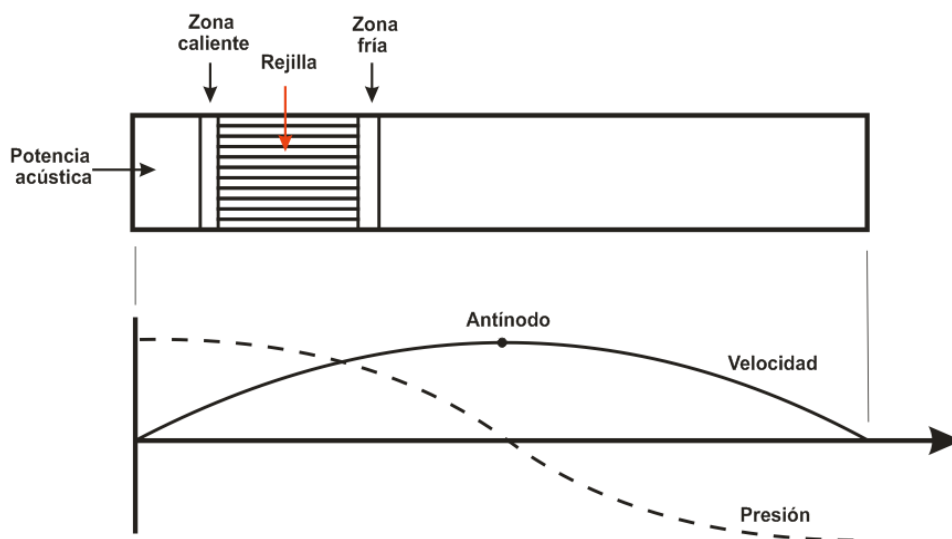


Figura 4.2. Bomba de calor.

4.2.1 El ciclo termoacústico de la bomba de calor.

El ciclo termodinámico por medio del cual una bomba de calor termoacústica transfiere calor es muy similar al ciclo Stirling. La Figura 4.3 delinea el ciclo termodinámico básico de un paquete de gas (conjunto de moléculas de gas que actúan y se mueven juntas).

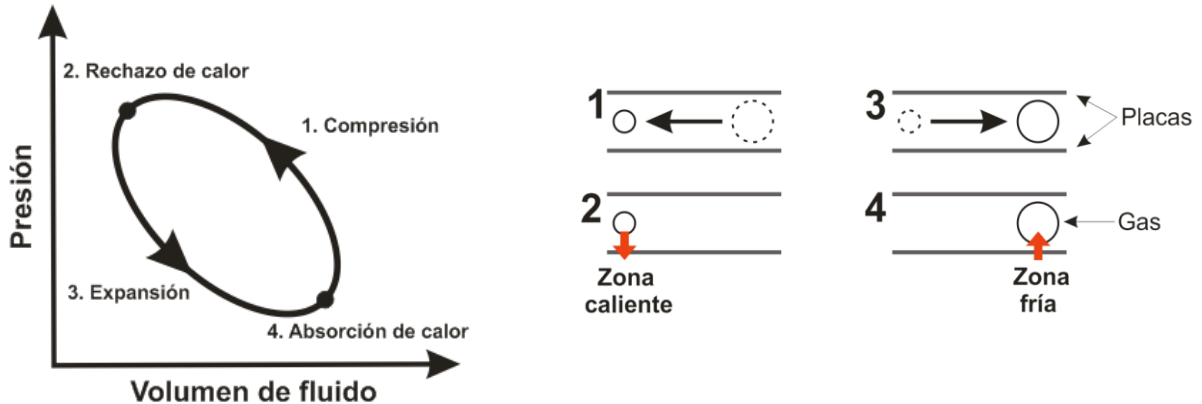


Figura 4.3. Ciclo termoacústico.

Estado 1. Compresión. El paquete de fluido se comprime conforme se mueve desde una región de baja presión a otra de alta presión, ocasionando un incremento en su temperatura.

Estado 2. Rechazo de calor. En su estado de máxima compresión, el fluido incrementa su temperatura, siendo mayor al de la placa, con la cual al estar en contacto ocasiona una transferencia de calor hacia ella, con el consiguiente enfriamiento del paquete de gas.

Estado 3. Expansión. El fluido regresa ahora a una región de baja presión, provocando su aumento de volumen y la consiguiente caída de temperatura.

Estado 4. Absorción de calor. En el momento de máxima expansión el paquete de gas se encuentra a una temperatura menor que la temperatura local de la placa, por lo que se transfiere calor desde la placa hacia el fluido.

4.3 Componentes de un refrigerador termoacústico.

Los sistemas de refrigeración termoacústicos se conforman de dos secciones bien diferenciadas, la fuente motriz y la bomba de calor, colocados dentro de un recipiente presurizado. En la propuesta particular de este trabajo se estudiará a los motores termoacústicos como fuentes motrices, pues de esta forma permite utilizar calor residual como energía de suministro. (Figura 4.4)

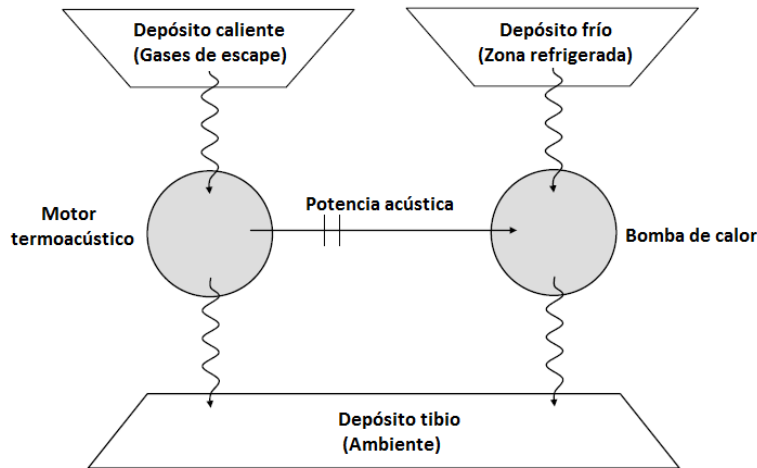


Figura 4.4. Acoplamiento de un motor termoacústico y una bomba de calor.

4.3.1 Motor termoacústico.

El motor termoacústico (MT) es un dispositivo que al suministrarle calor convierte la energía térmica en una onda acústica de alta amplitud; está constituido de dos intercambiadores de calor, una rejilla y un resonador.

Intercambiadores de calor. Uno de ellos se utiliza para transferir calor desde la fuente (calor residual de los gases de escape en este caso) hacia el motor termoacústico. El otro intercambiador tiene la finalidad de enfriar uno de los extremos de la rejilla con el propósito de crear un gradiente de temperatura a través de él. (Figura 4.5)



Figura 4.5. Intercambiador de calor.

Rejilla. La rejilla se coloca entre los dos intercambiadores de calor y dentro del resonador; juega un papel importante en la conversión termoacústica de energía: puede producir una onda acústica cuando existe un gradiente de temperatura a través de ella o puede actuar como bomba de calor cuando una onda se propaga dentro de ella. Pueden variar en geometría y construcción pero su diseño debe proveer una serie de pequeños huecos o hendiduras que permitan la oscilación a través de él del fluido de trabajo. Los diseños más comunes consisten en un ensamble de delgadas placas, una espiral hecha a partir de una lámina o haciendo perforaciones en un bloque sólido. (Figura 4.6)



Figura 4.6. Rejilla.

La forma de determinar cuándo una rejilla se comportará como bomba de calor o como fuente de ondas acústicas se determina por medio de la “temperatura crítica”.

La temperatura crítica es la temperatura a la cual no existirá transferencia de calor a través de la rejilla. Si la diferencia de temperatura inducida por una onda de sonido es mayor a la crítica, la rejilla funcionará como bomba de calor transfiriendo calor desde la zona fría hacia la zona caliente; por el contrario, si la temperatura inducida es menor a la crítica entonces la rejilla trabajará como un motor termoacústico moviendo calor desde la región caliente hacia la fría y produciendo ondas acústicas.

Resonador. Es un tubo metálico el cual funciona como amplificador de la onda que la rejilla genera, a su vez, es el puente de unión que acopla al motor termoacústico y a la bomba de calor permitiendo la transmisión de la onda acústica. Puede haber dos tipos fundamentales de resonadores en cuanto a la forma: lineares o de bucle (Figura 4.7). Los lineares como su nombre lo indican son un tubo recto, mientras que los de tipo bucle, forman un rizo.

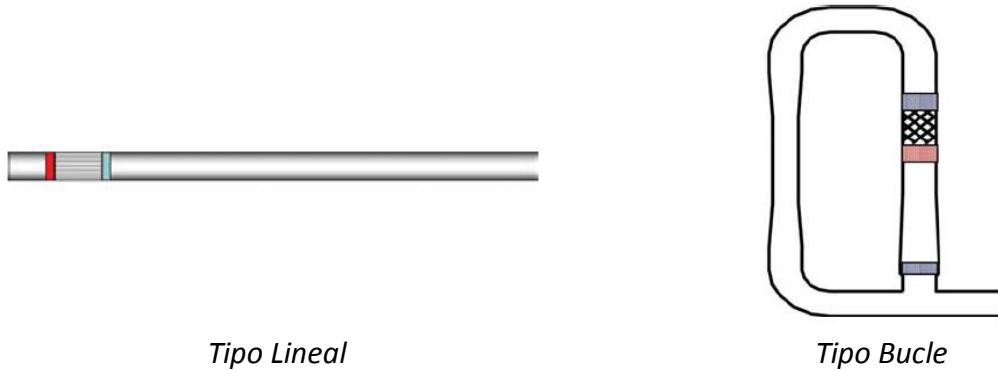


Figura 4.7. Configuración de los resonadores.

4.3.2 Bomba de calor.

La construcción de una bomba de calor (BC) es similar al de un motor termoacústico, consta de dos intercambiadores de calor, una rejilla y un resonador el cual es el mismo con el que está constituido el motor termoacústico (en un sistema acoplado). Las diferencias que pueden existir entre los elementos de una bomba de calor y un motor termoacústico son el diseño y materiales con que están contruidos.

Los intercambiadores de calor en una bomba de calor, tienen como meta por un lado, enfriar el extremo caliente de la rejilla retirando así el calor que se extrae de la zona fría de la bomba de calor. Por otro lado, el otro intercambiador tiene la función de servir como zona fría de la bomba de calor, es decir, por él circulará el fluido al cual se requiere eliminar calor.

La rejilla de una bomba de calor tiene el propósito de bombear calor por medio de la excitación producida por las ondas acústicas que llegan a ella por medio del resonador.

4.3.3 Fluido de trabajo.

El fluido de trabajo utilizado en los sistemas termoacústicos no necesita de cambios de fase para el funcionamiento del ciclo tal como en un sistema de CV se requiere, ya que el fluido únicamente funciona como medio de propagación de la onda; usualmente en los sistemas termoacústicos el fluido de trabajo es helio de grado comercial, o mezclas de gases nobles helio-argón ó helio-xenón. La elección del gas de trabajo la mayoría de las veces está basada en la potencia específica necesaria (cantidad de energía térmica transferida por unidad de volumen).

4.4 Consideraciones al diseñar una máquina termoacústica.

La parte más importante de un sistema termoacústico ya sea un motor termoacústico o una bomba de calor, es el núcleo donde la rejilla se coloca. El fenómeno termoacústico ocurre dentro de una delgada capa de fluido muy cercana a las superficies de la rejilla: la capa límite térmica; la cual se define como:

$$\delta_K = \sqrt{\left(\frac{2K}{\rho C_p \omega}\right)} \quad 4.1$$

Donde:

δ_K = Espesor de la capa límite térmica [m]

K = Conductividad térmica del fluido [W/m K]

ρ = Densidad media del fluido [kg/m³]

C_p = Calor específico a presión constante del fluido [J/kg K]

ω = Frecuencia de la onda en el fluido de trabajo [Hz]

Una capa límite gruesa fomenta la transferencia de calor por conducción; sin embargo, otro fenómeno que también ocurre cercano a la superficie: la capa límite viscosa contrarresta los efectos termoacústicos; se define como:

$$\delta_V = \sqrt{\left(\frac{2\mu}{\rho\omega}\right)} \quad 4.2$$

Donde:

δ_V = Espesor de la capa límite viscosa [m]

μ = Coeficiente de viscosidad dinámico [kg/m s]

Pérdidas debidas a los efectos viscosos ocurren en esta región. Una capa límite viscosa más delgada que la capa límite térmica es deseable para que el proceso

termoacústico sea efectivo. El número de Prandtl σ , el cual relaciona la capa límite viscosa con la capa límite térmica describe la extensión de los efectos termoacústicos de cualquier fluido de trabajo. Se expresa como:

$$\sigma = \frac{\mu C_p}{K} = \frac{\delta_V^2}{\delta_K^2} \quad 4.3$$

Un número de Prandtl bajo, característico de los gases inertes promueve el fenómeno termoacústico, utilizándose incluso mezclas de gases inertes. Idealmente, la separación entre las placas de la rejilla debe ser dos veces el espesor de la capa límite térmica; sin embargo la fabricación de una rejilla de estas características es difícil de lograr.

Otro aspecto importante a considerar en el diseño de un dispositivo termoacústico es el cálculo de la temperatura crítica, con el objeto de diseñar una rejilla destinada a un motor termoacústico o a una bomba de calor. Swift [4.5] parte de la ecuación de transferencia de calor por conducción.

$$T_{Crit} = \frac{T\beta\omega P}{\rho C_p U} \quad 4.4$$

Donde:

T_{Crit} = Temperatura crítica [K]

β = Coeficiente de dilatación térmico [1/K]

P = Presión del fluido de trabajo [Pa]

U = Velocidad media del fluido [m/s]

En adición a la ecuación 4.4, para determinar el comportamiento de la rejilla se utiliza la siguiente proporción:

$$\Gamma = \frac{T}{T_{Crit}} \quad 4.5$$

Cuando:

$\Gamma = 1$, no hay flujo de calor,

$\Gamma > 1$, la rejilla funcionará como bomba de calor y

$\Gamma < 1$, la rejilla será un motor termoacústico.

El funcionamiento de la rejilla no sólo es dependiente de su geometría y del fluido de trabajo; los materiales empleados en su construcción también tienen un impacto notorio en su rendimiento. De esta forma, es deseable que esté construido con un material que tenga una elevada capacidad calorífica y una baja conductividad térmica con el fin de minimizar la conducción axial, así mismo sus placas deben ser delgadas. El material ideal para la construcción de una rejilla tendría una baja conducción axial y una elevada conducción transversal.

La longitud de las placas debe ser muy corta en comparación de la longitud de la onda para eliminar cualquier interferencia a las ondas acústicas. Al mismo tiempo, el diseño de los intercambiadores de calor debe ser el correcto para evitar atenuación en la onda acústica ya sea la generada en el motor termoacústico o la utilizada en la bomba de calor.

4.5 Sistemas termoacústicos para vehículos automotores.

Actualmente, la tecnología termoacústica parece ser muy prometedora, pues como se ha visto, sus ventajas más notables sobre el resto de otras tecnologías alternas de refrigeración son su nulo impacto ambiental, la posibilidad de operar directamente con calor residual y en adición la carencia de partes móviles con el aumento significativo de su vida útil. Una de las posibles aplicaciones para los dispositivos termoacústicos es su utilización en los sistemas de aire acondicionado automotriz, ya que pueden ser impulsados directamente por el calor residual del motor, eliminando la necesidad de un compresor con la consiguiente disminución de emisiones a la atmósfera.

En la literatura, la mayor parte de las investigaciones que se han hecho sobre los dispositivos termoacústicos con fines de utilizarse en un sistema automotriz de A/C se han centrado mayoritariamente en estudios teóricos de las bombas de calor, específicamente las impulsadas por dispositivos mecánicos generadores de ondas acústicas. Ejemplo de esto es el artículo publicado por la Universidad de Adelaide en Australia. [4.6]

En otro aspecto, existen publicaciones en las cuales únicamente se analizan las diferentes opciones existentes para reemplazar al ciclo de CV y donde la tecnología termoacústica es una de las estudiadas. [4.7], [4.8].

En un artículo publicado en 2004 [4.9] se describe un tipo de generador acústico impulsado por el calor de los gases de escape de un motor automotriz, la experimentación sólo se limita al análisis del motor termoacústico el cual no se acopla a ningún

refrigerador. Por medio de la experimentación se llega a la conclusión que el rendimiento del generador de ondas propuesto es muy similar al de uno calentado eléctricamente.

En la actualidad, el desarrollo de un sistema de refrigeración termoacústico diseñado para operar con el calor proveniente de un motor de combustión interna automotriz es el que Gardner et al, [4.10] presentan. En este caso, es el primer diseño y construcción de un sistema combinado de motor termoacústico y bomba de calor impulsado directamente por calor residual proveniente de los gases de escape de un motor de combustión interna (Figura 4.8). Para los ensayos, el refrigerador se montó en un banco de pruebas con un motor Mitsubishi Magna V6. La temperatura de los gases de escape ronda los 700 °C y contiene aproximadamente 145 kW cuando el motor es operado a plena carga. El sistema termoacústico utiliza aproximadamente 6 kW de esa energía térmica. El artículo no menciona condiciones intermedias de operación.

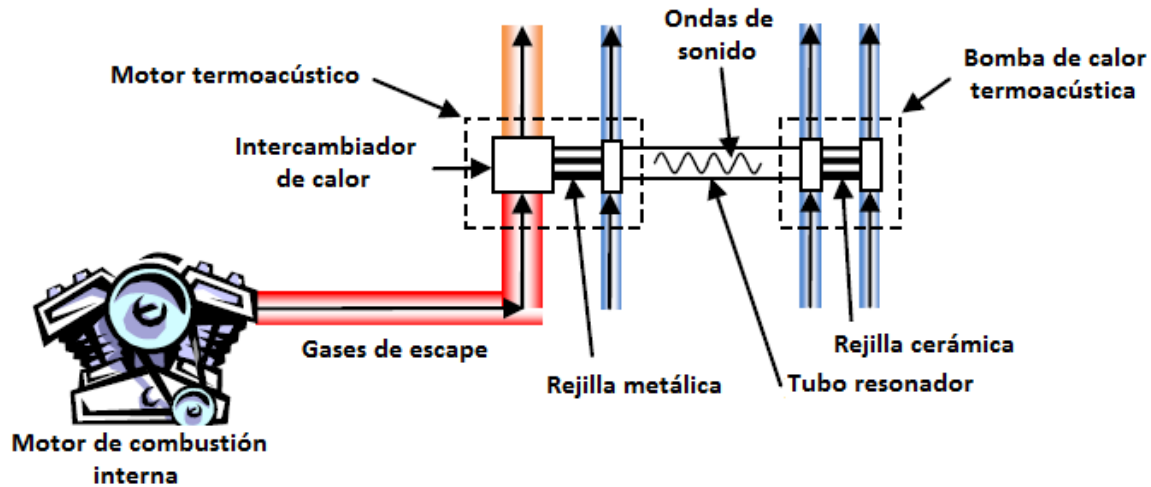


Figura 4.8. Acoplamiento del sistema termoacústico.

Gardner et al, [4.10], describen cada uno de los componentes del sistema así como sus características dimensionales y materiales. Acorde con las predicciones realizadas por medio de simulaciones numéricas, el sistema podría proveer de 135 W de enfriamiento y la temperatura de la zona fría en el intercambiador de calor sería de -45° C; sin, embargo estas predicciones son demasiado optimistas. Las estimaciones más realistas para la potencia y la temperatura son de 120 W y -17 °C.

Hacia la fecha de publicación de este artículo (2009), los componentes del sistema ya habían sido elaborados, no así la experimentación, cuyos resultados aún no han sido publicados.

CAPÍTULO 5. ANÁLISIS TERMODINÁMICO.

He aquí en este capítulo el análisis termodinámico de un sistema de refrigeración termoacústico para un sistema de aire acondicionado automotriz. El sistema propuesto es similar al que se describe en el último artículo mencionado en el Capítulo 4. [5.1]

El sistema a analizar, puede ser dividido en tres partes fundamentales: el motor de combustión interna (MCI), el motor termoacústico (MT) y la bomba de calor (BC); estos dos últimos forman el refrigerador termoacústico (TAR).

El análisis del motor de combustión se realizó en el Capítulo 2 (cuyos datos obtenidos retomaremos posteriormente), por lo que aquí el punto de interés es el refrigerador termoacústico. De esta manera el sistema completo se ilustra en la Figura 5.1.

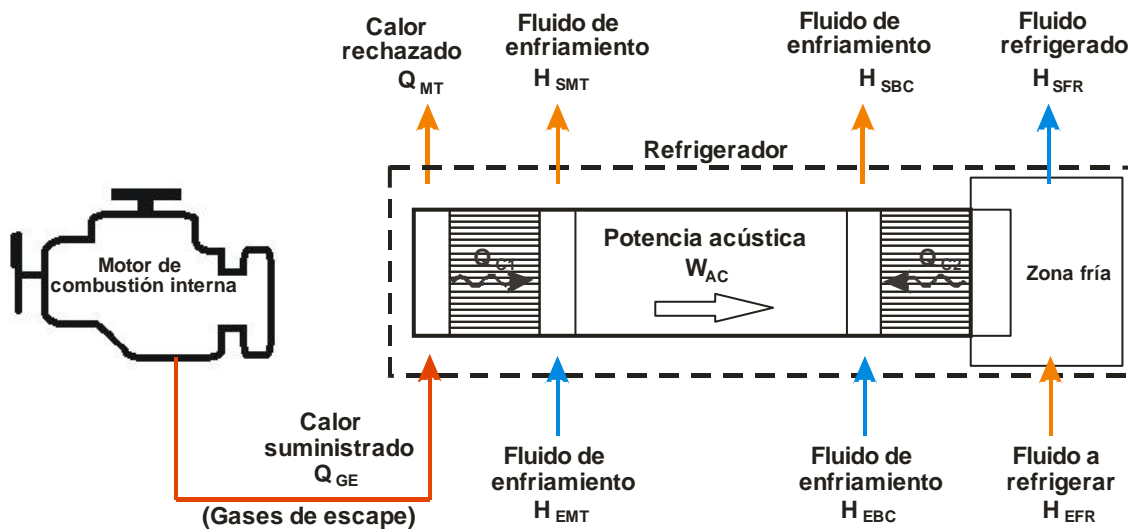


Figura 5.1. Sistema completo para el análisis.

En la Figura 5.1 los términos que intervienen en el balance del MCI no se muestran, ya que el único punto de interés es el calor perdido en los gases de escape Q_{GE} y que para efecto del análisis en el refrigerador, es el calor suministrado.

El sistema de refrigerador termoacústico, se compone del motor termoacústico y la bomba de calor (Figura 5.2).

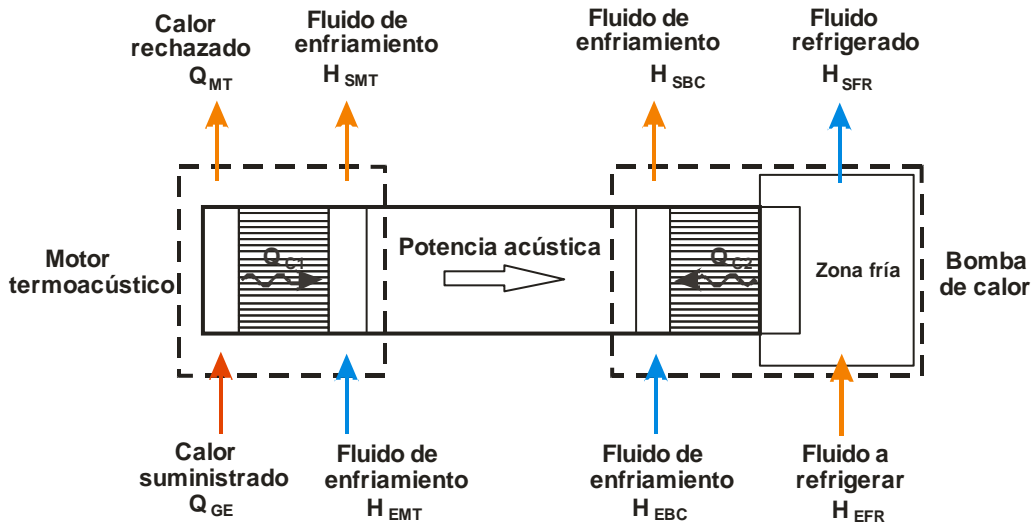


Figura 5.2. Refrigerador termoacústico.

Cada uno de los elementos del refrigerador puede ser estudiado individualmente con el fin de simplificar el procedimiento (Figura 5.3).

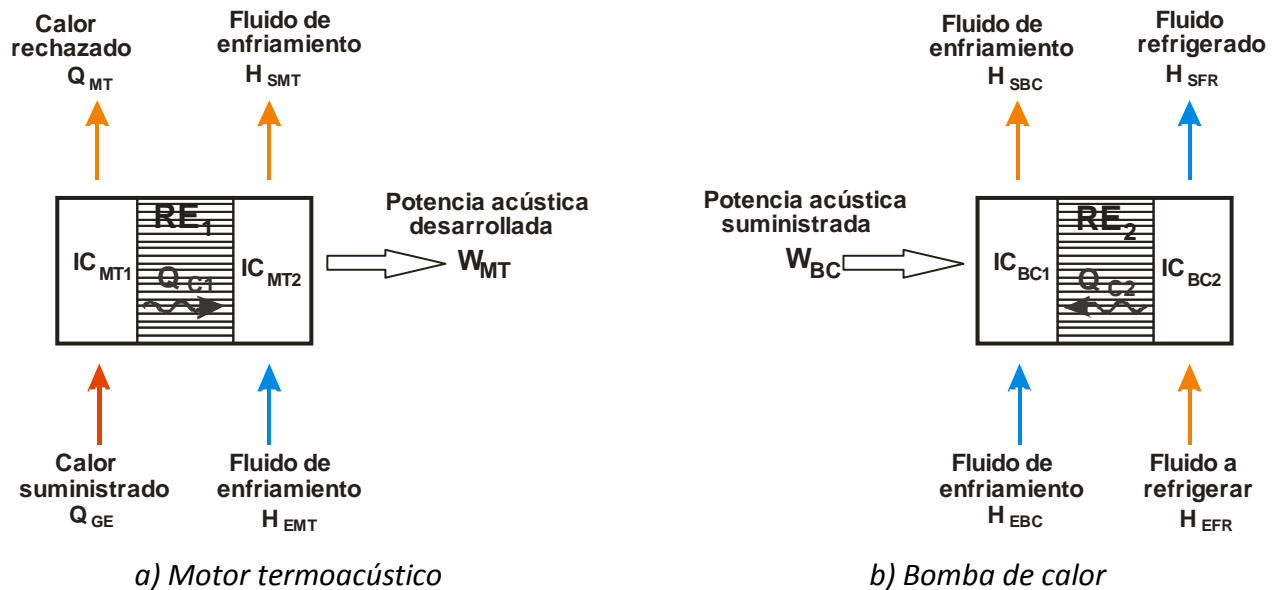


Figura 5.3. Elementos del refrigerador termoacústico

Se debe tener en cuenta que la potencia acústica desarrollada por el motor termoacústico W_{MT} no es la misma que se suministra a la bomba de calor W_{BC} , esta diferencia se debe a que durante su conducción por el resonador, la onda de sonido va

perdiendo intensidad por efectos de la viscosidad del fluido de trabajo, la longitud y características materiales del tubo y su paso por los intercambiadores de calor [5.2].

De esta forma se procede a obtener las ecuaciones del flujo térmico en cada uno de los componentes del refrigerador termoacústico; considerando el concepto de flujo estacionario y volumen de control.

5.1 Motor termoacústico.

Tomando como referencia la Figura 5.3a, los términos involucrados en el análisis termodinámico del motor termoacústico se expresan por medio de la siguiente ecuación:

$$Q_{GE} = Q_{MT} + (H_{SMT} - H_{EMT}) + W_{MT} \quad 5.1$$

En la que cada uno de los términos tiene un significado que se discute a continuación:

Calor suministrado (Q_{GE}).

El calor suministrado es la cantidad de calor cedido al motor termoacústico para el funcionamiento del refrigerador y es procedente del motor de combustión interna. En este sistema en particular, es el valor que se obtuvo con la ecuación 2.5b del Capítulo 2.

Calor rechazado (Q_{MT}).

Expresa la cantidad de calor que el MT no utiliza y que se desecha al ambiente. El método para calcular este valor es por medición directa de los parámetros físicos de los gases.

$$Q_{MT} = \dot{m}_{MT} C_{PA} T_{MT} \quad 5.2$$

Donde:

\dot{m}_{MT} = Flujo másico de los gases que abandonan el MT [kg/s]

C_{PA} = Calor específico del aire a presión constante 1000 [J/kg K]

T_{MT} = Temperatura de los gases [K]

Calor cedido al sistema de enfriamiento del MT ($Q_{C1} = H_{SMT} - H_{EMT}$).

Es el incremento de la entalpía que se registra en el fluido del sistema de enfriamiento ocasionado por el calor Q_{C1} que logra atravesar desde el intercambiador de calor IC_{MT1} y a lo largo de la rejilla RE_1 hasta el intercambiador de calor IC_{MT2} . El cálculo de esta cantidad de energía térmica se realiza por medio de la ecuación 5.3.

$$Q_{C1} = (H_{SMT} - H_{EMT}) = \dot{m}_{FMT} C_{PF} (T_{SMT} - T_{EMT}) \quad 5.3$$

Donde:

\dot{m}_{FMT} = Flujo másico del fluido de enfriamiento en el MT [kg/s]

C_{PF} = Calor específico del fluido de enfriamiento [J/kg K]

T_{SMT} = Temperatura de salida del fluido [K]

T_{EMT} = Temperatura de entrada del fluido [K]

Potencia acústica desarrollada por el MT (W_{MT}).

Representa la potencia acústica desarrollada por el MT; si se considera una eficiencia perfecta de la rejilla RE_1 , la potencia acústica esperada es:

$$W_{MT} = Q_{GE} - Q_{MT} - Q_{C1} \quad 5.4$$

Idealmente, la ecuación 5.4 está reportando la potencia acústica que el motor térmico podría desarrollar a partir de mediciones hechas a sus parámetros físicos, sin embargo, esto es esperar demasiado, ya que en la realidad la eficiencia térmica de uno de estos dispositivos ronda el 20% [5.2].

5.1.1 Eficiencia térmica del motor termoacústico.

La eficiencia térmica de un motor termoacústico η_{MT} se define como la cantidad de energía térmica suministrada (Q_{GE}) convertida en energía acústica (W_{MT}) [5.3]. De manera numérica, se expresa como:

$$\eta_{MT} = \frac{W_{MT}}{Q_{GE}} \quad 5.5$$

5.2 Bomba de calor.

El modelo matemático de la bomba de calor se obtiene del análisis de la Figura 5.3b; el cual se expresa de la siguiente manera:

$$W_{BC} = (H_{SBC} - H_{EBC}) - (H_{EFR} - H_{SFR}) \quad 5.6$$

Y cuyos términos en la ecuación representan y calculan:

Potencia acústica suministrada a la BC (W_{BC}).

La potencia acústica suministrada es la cantidad de trabajo mecánico que se le suministra a la bomba de calor. Acorde con los datos experimentales obtenidos por Babaei et al [5.2], de la potencia acústica W_{MT} generada por el motor termoacústico, solamente el 80% logra llegar a la bomba de calor para ser aprovechada W_{BC} ; lo que es necesario emplear un coeficiente que nos permita relacionar el rendimiento del medio de propagación de la onda.

$$\eta_{AC} = \frac{W_{BC}}{W_{MT}} \quad 5.7$$

Donde:

η_{AC} = Eficiencia acústica.

Calor cedido al sistema de enfriamiento de la BC ($Q_{BC} = H_{SBC} - H_{EBC}$).

El sistema de enfriamiento de la bomba de calor tiene el propósito de disipar al ambiente el calor Q_{BC} , que es la suma de la energía térmica Q_{C2} bombeada por la rejilla RE₂ desde la zona fría del refrigerador más la parte de energía acústica que no llegue a ser utilizada y se transforme en calor; se cuantifica por medio del incremento de la entalpía del fluido que circula por el intercambiador de calor IC_{BC1}.

$$Q_{BC} = (H_{SBC} - H_{EBC}) = \dot{m}_{FBC} C_{PF} (T_{SBC} - T_{EBC}) \quad 5.8$$

Donde:

\dot{m}_{FBC} = Flujo másico del fluido de enfriamiento en la BC [kg/s]

C_{PF} = Calor específico del fluido de enfriamiento [J/kg K]

T_{SBC} = Temperatura de salida del fluido [K]

T_{EBC} = Temperatura de entrada del fluido [K]

Calor absorbido por la bomba de calor en la zona fría ($Q_{C2} = H_{EFR} - H_{SFR}$).

Este término es la carga térmica Q_{C2} que el refrigerador termoacústico es capaz de remover del fluido a refrigerar por medio del intercambiador de calor IC_{BC2} .

$$Q_{C2} = (H_{EFR} - H_{SFR}) = \dot{m}_{FR} C_{PFR} (T_{EFR} - T_{SFR}) \quad 5.9a$$

Donde:

\dot{m}_{FR} = Flujo másico del fluido refrigerado en la zona fría de la BC [kg/s]

C_{PFR} = Calor específico del fluido refrigerado [J/kg K]

T_{SFR} = Temperatura de salida del fluido [K]

T_{EFR} = Temperatura de entrada del fluido [K]

La ecuación 5.9ª brinda la posibilidad de evaluar de forma directa la capacidad de enfriamiento de la BC; sin embargo, si lo que se busca es una aproximación de la carga térmica a partir de la energía acústica suministrada, la expresión será la 5.9b.

$$Q'_{C2} = Q_{BC} - W_{BC} \quad 5.9b$$

En la ecuación 5.9b, se está considerando nuevamente que la rejilla RE_2 tiene una alta capacidad de crear un gradiente de temperatura a través de ella por medio de la energía acústica que se le suministra; y como es de esperarse, esto no es del todo correcto. Recurriendo nuevamente a los resultados de Babaei et al [5.2], el rendimiento de su bomba de calor es de 2.35.

5.2.1 Rendimiento de la bomba de calor termoacústica.

El rendimiento de una bomba de calor o de un refrigerador, se mide por medio del Coeficiente de Rendimiento (COP Coefficient Of Performance). Se expresa como la cantidad de poder frigorífico o carga térmica Q_{C2} obtenida por medio de la potencia acústica suministrada W_{BC} [5.3]. Matemáticamente el COP se expresa:

$$COP_{BC} = \frac{Q_{C2}}{W_{BC}} \quad 5.10$$

Donde:

COP_{BC} = Coeficiente de rendimiento.

5.3 Rendimiento del refrigerador termoacústico.

Como se ha visto hasta ahora, el TAR propuesto en este trabajo se crea a partir del acoplamiento de un MT y de una BC; de esta manera la forma de evaluar el rendimiento global de un TAR (COP_{TAR}) puede expresarse en términos de las eficiencias de sus componentes (η_{MT} , COP_{BC}) así como de la eficiencia acústica asociada al medio de propagación (η_{AC}):

$$COP_{TAR} = \eta_{MT} * \eta_{AC} * COP_{BC} = \frac{Q_{C2}}{Q_{GE}} \quad 5.11$$

La ecuación 5.11 tal y como la definición de coeficiente de rendimiento para un refrigerador termoacústico establece, es igual al cociente de la cantidad de calor extraído en la zona fría (Q_{C2}) entre la cantidad de calor suministrado (Q_{GE}) en la zona caliente.

CAPÍTULO 6. EVALUACIÓN DEL SISTEMA PROPUESTO.

Una vez que ya se ha obtenido el modelo matemático del refrigerador termoacústico que permita relacionar la carga térmica y el calor suministrado, se procede a realizar una evaluación del sistema de aire acondicionado termoacústico y determinar así la viabilidad del sistema propuesto; es decir, si con el calor del que se dispone es posible eliminar el sistema tradicional de CV y utilizar el A/C TA. Para esto, es necesario conocer algunos parámetros tales como la potencia térmica y rendimiento de los sistemas de aire acondicionado automotriz y el valor del COP global aproximado para un TAR.

Es preciso que una vez evaluada la viabilidad del sistema, se haga un balance de los beneficios que supondría la sustitución de sistemas de A/C de CV por TA en los vehículos automotores.

6.1 POTENCIA TÉRMICA Y COEFICIENTE DE RENDIMIENTO TÍPICOS DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO AUTOMOTRIZ DE COMPRESIÓN DE VAPOR.

Un sistema de aire acondicionado automotriz como se ha visto, tiene la finalidad de mantener una temperatura adecuada y confortable en el habitáculo del vehículo para los ocupantes, esto se logra por medio de la extracción de calor del interior.

La carga térmica que un sistema de A/C debe ser capaz de eliminar es la suma total del calor ya sea generado en o transferido al habitáculo. En orden de mayor a menor contribución se puede considerar a: la radiación solar, el generado por los ocupantes del vehículo, la conducción desde el compartimiento motor y la ocasionada por los componentes eléctricos. [6.1]

Por lo tanto, es de esperar que la potencia máxima de los sistemas de aire acondicionado no sean todos iguales y que varíen dependiendo del tamaño del vehículo en el que estén instalados; pueden ser desde 3 kW hasta 5 kW [6.2]. El primer valor para vehículos microcompactos y el segundo para automóviles clasificados como compactos.

Según un estudio realizado en EUA, sobre la contribución en las emisiones por el uso del A/C, la máxima carga térmica supuesta es de 7 kW (Vehículos utilitarios) [6.3].

En la evaluación de viabilidad, se supondrá una carga térmica máxima de 5 kW, aunque en concordancia al desplazamiento del motor de combustión interna analizado en el Capítulo 2 se clasifique por desplazamiento como “auto subcompacto” [6.4]. Este ligero aumento en la carga térmica es para asegurar que los resultados obtenidos sean confiables.

El límite de evaluación máximo de la carga térmica Q_{c2} que se considerará en los cálculos del rendimiento combinado, reducción de combustible y reducción de CO_2 , será establecido para los subcompactos 0.5 kW menor al de los compactos, esto debido a que son vehículos de tamaño ligeramente menor y en consecuencia la demanda de enfriamiento es también menor en estos modelos; en el caso de los utilitarios, el límite máximo será de 7 kW.

El límite inferior se establecerá en 2.5 kW para los subcompactos, 3 kW para los compactos y 4.5 kW para los utilitarios, esto en relación a su clasificación y demanda mínima de enfriamiento.

Comparado con otros sistemas de aire acondicionado, uno automotriz tiene algunas características particulares puesto que presenta ciertos retos que no se encuentran en sistemas estacionarios, por ejemplo, la dirección, volumen y temperatura del flujo de aire debe ser ajustable dentro de un cierto rango, la velocidad angular del compresor es variable ya que depende directamente de las rpm del motor de combustión, la carga térmica es variable dependiendo de la radiación solar y del número de ocupantes; todo esto ocasiona que el COP de un sistema de A/C automotriz no sea fijo y varíe dentro de un rango dependiendo de las condiciones de demanda y ambientales.

Tomando en cuenta los resultados obtenidos por Wang, et al [6.2], el COP_{cv} aproximado de un sistema de aire acondicionado automotriz de compresión de vapor es de 2.3.

6.2 COEFICIENTE DE RENDIMIENTO DE UN REFRIGERADOR TERMOACÚSTICO.

A la fecha, los sistemas termoacústicos de refrigeración que se han construido, si bien operan bajo el principio de la termoacústica, no son totalmente termoacústicos, es decir, la fuente de ondas acústicas no es un motor termoacústico; por lo que para este trabajo se considerará un COP global de 0.3 que está ligeramente por debajo del TAR construido por Babaei et al, (0.36) [6.5] y que es un sistema que se forma con el acoplamiento de un motor y bomba de calor termoacústicos.

6.3 EVALUACIÓN DE VIABILIDAD.

Ya establecidos los parámetros a utilizar, se procede en primera instancia a valorar la posibilidad de implementar un sistema de A/C TA en un automóvil.

Con los valores de la carga térmica $Q_{C2} = 5\text{kW}$ y del $\text{COP}_{\text{RTA}} = 0.3$ y a partir de la ecuación 5.11, la cantidad de calor Q_{GE} necesaria para el funcionamiento del sistema propuesto es:

$$Q_{\text{GE}} = 16.67\text{kW} \quad 6.1$$

El resultado obtenido en la ecuación 6.1 al compararse con el de la ecuación 2.5b (35.14kW), resulta ser menor y representa aproximadamente la mitad de la energía disponible en los gases de escape, por lo que es posible sustituir un sistema de A/C CV por un A/C TA.

6.4 BENEFICIOS DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO AUTOMOTRIZ TERMOACÚSTICO.

Si se compara el coeficiente de rendimiento del sistema de compresión de vapor COP_{CV} con el termoacústico COP_{TAR} es notable que los sistemas termoacústicos aún presentan un rendimiento muy inferior respecto a los convencionales; sin embargo, partiendo del hecho que la compresión de vapor requiere de potencia mecánica para funcionar representando una carga extra al MCI mientras que la tecnología termoacústica permite utilizar el calor residual de los productos de combustión, es muy claro que la utilización de vehículos con sistemas de A/C TA traiga consigo beneficios económicos y ambientales (menor consumo de combustible con la consecuente reducción de emisiones contaminantes).

Mediante la utilización de un simulador programado con las ecuaciones pertinentes [6.6] y con los datos técnicos de 10 vehículos distintos [6.7] se estudiarán varios aspectos con los cuales determinar el beneficio de los sistemas termoacústicos.

La elección de los 9 primeros vehículos, se basa en el hecho que pertenecen a los modelos más vendidos del año 2009 [6.8]. Para facilitar la comparación de los resultados, se clasificaron en tres segmentos: *subcompactos*, *compactos* y *utilitarios*; en esta última categoría se añadió un modelo más: Cadillac Escalade como extra para visualizar el efecto de un sistema termoacústico en un vehículo equipado con motor de gran desplazamiento.

La Tabla 6.1 muestra los vehículos escogidos así como los datos de potencia y rendimiento.

Categoría	Vehículo*	Desplazamiento (cm ³)	Torque (N-m)	rpm	Rendimiento oficial (km/l)		
					Ciudad	Carretera	Combinado
Sub compactos	Nissan Tsuru GSI	1600	137.9	4000	14.7	22	17.985
	GM Aveo	1598	144.6	3600	13.81	20.16	16.6675
	GM Chevy 3 pts	1597	137.9	3200	14.6	20.55	17.2775
Compactos	VW Jetta 4 pts	1984	164.9	2800	11.63	21.69	16.157
	VW Bora	2480	239.3	4250	11.04	18.29	14.3025
	Nissan Sentra SL	2000	198.7	4800	11.9	15.62	13.574
Utilitarios	Dodge Journey	2360	224.4	4400	8.07	10.62	9.2175
	Honda CRV	2400	217.6	4200	8.92	11.9	10.261
	GM Captiva	3600	325.8	4800	8.42	13.18	10.562
	Cadillac Escalade	6162	563.8	4300	6.29	10.88	8.3555

Tabla 6.1. Datos de los vehículos seleccionados para el análisis.

**Todos los vehículos son modelo 2009.*

Comenzando con el análisis; la consecuencia directa de circular con el sistema encendido de A/C CV es la reducción en el rendimiento combinado de los vehículos, este problema se elimina al usar un A/C TA, ya que este sistema no representa ningún decremento en el rendimiento combinado de un vehículo, por lo que los datos de la Tabla 6.1 serán válidos aún cuando el aire acondicionado TA esté operando a su máxima capacidad, de esta forma el rendimiento oficial combinado del vehículo se conocerá de aquí en adelante como rendimiento combinado con el A/C TA (RC_{TA}).

Primeramente, para calcular el rendimiento con el sistema de aire acondicionado de CV encendido de cada vehículo (Figura 6.1), es necesario conocer la potencia mecánica total P_{TCV} requerida por el sistema; se calcula con la ecuación 6.2.

Es necesario tener presente que la energía necesaria para operar el sistema de aire acondicionado de CV no es sólo la suministrada al compresor, ya que a esta hay que añadir el consumo ocasionado por los componentes eléctricos (embrague del compresor, ventiladores, controles, etc.) y que representa aproximadamente un 20% del consumo energético total del sistema [6.9]; dicha potencia eléctrica será suministrada por el alternador eléctrico que a su vez es impulsado por el MCI, por lo que al igual que el compresor, también es una carga mecánica adicional.

$$P_{TCV} = \frac{Q_{C2}}{COP_{CV}} + \frac{Q_{C2}}{0.8} (0.2) \quad 6.2$$

Entonces, el rendimiento combinado con el A/C CV se calcula con la ecuación 6.3.

$$RC_{CV} = \frac{(P_M - P_{TCV})(RC_{TA})}{P_M} \quad 6.3$$

Donde:

P_M = Potencia entregada por el MCI [kW]

P_{TCV} = Potencia total requerida por el sistema de CV [kW]

RC_{CV} = Rendimiento combinado con el A/C CV [km/l]

RC_{TA} = Rendimiento combinado con el A/C TA [km/l]

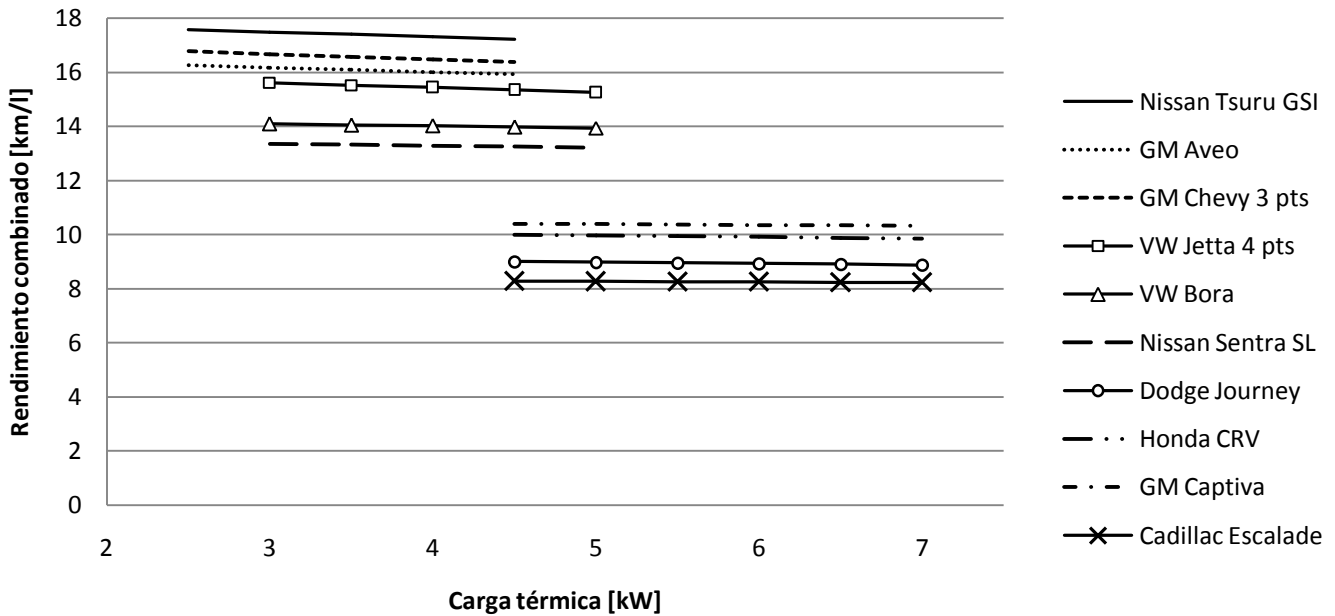


Figura 6.1. Reducción del rendimiento combinado al usar un sistema de CV.

De los resultados de la Figura 6.1, el efecto en la reducción del rendimiento por el uso del A/C CV es más acentuado en los vehículos de la categoría subcompactos y compactos, a diferencia de los vehículos utilitarios en los que el rendimiento es prácticamente el mismo; tal como lo indica la pendiente de cada una de las líneas en la figura.

El vehículo más afectado resulta ser el GM Chevy, el cual reduce su rendimiento 0.20 km/l por cada kW de carga térmica, mientras que el menos afectado es el Cadillac Escalade con una reducción de 0.017 km/l por kW.

Cabe mencionar que acorde con los resultados obtenidos, se afirma que mientras menos potente sea el motor del vehículo, su rendimiento se verá más afectado; sin embargo, con un sistema de A/C TA como se ha dicho, se elimina el problema de la reducción del rendimiento, pues no representa una carga mecánica adicional para el MCI.

6.4.1 Reducción de combustible y emisiones al usar un sistema de aire acondicionado termoacústico.

En el cálculo del ahorro de gasolina en pesos y reducción del CO₂ se supondrá un recorrido d equivalente a 100 km considerándolos como vehículos de uso intensivo [6.10].

El uso de un sistema de A/C TA implica una disminución en el consumo de combustible y la consecuente menor cantidad de emisiones. En la Figura 6.2 se aprecia la reducción en el consumo de combustible que supone la sustitución de un sistema de A/C CV por un A/C TA.

La ecuación que determina el decremento del consumo de gasolina DG está dada por la expresión 6.4.

$$DG = \frac{(RC_{TA} - RC_{CV})}{RC_{TA}} \times 100 \quad 6.4$$

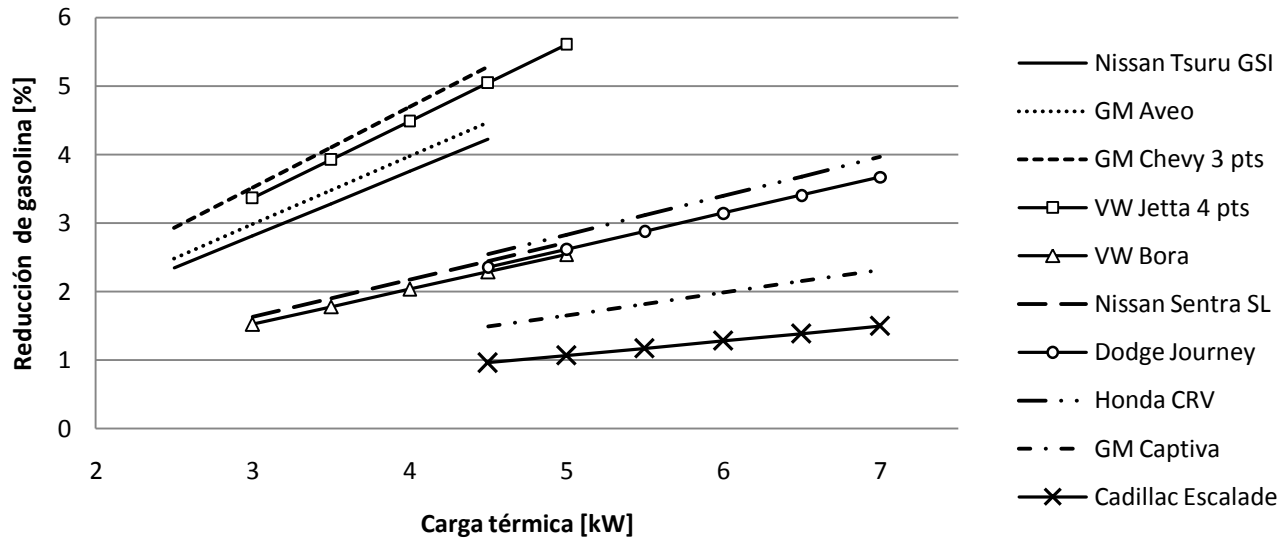


Figura 6.2. Decremento del consumo de combustible debido al sistema TA.

De acuerdo a los resultados ilustrados en la Figura 6.2, el vehículo en el cual se reporta la mayor reducción en el consumo de combustible por cada kW de carga térmica es el GM Chevy, con un decremento de 1.17 %/kW; seguido muy de cerca por el VW Jetta (1.12 %/kW); y como era de esperarse, la Cadillac Escalade es el menos beneficiado de todos (0.21 %/kW). Por otro lado, si se considera la mayor carga térmica en cada uno de los automotores comparados, el máximo porcentaje en la reducción de combustible es de 5.6 % correspondiente al VW Jetta.

Si se habla de la reducción de combustible en términos de costo, si se considera que el sistema de A/C CV opera a su máxima capacidad, el mayor ahorro al utilizar un sistema de A/C TA se manifiesta en el Dodge Journey (3.69 \$/100km), seguido por el Honda CVR con 3.59 \$/100km y los menos beneficiados son el VW Bora y el Cadillac Escalade que comparten un ahorro muy similar: 1.63 \$/100km y 1.62 \$/100km respectivamente. Figura 6.3.

El cálculo del ahorro en costo se realizó con la ecuación 6.5.

$$\text{\$} = \left(\frac{1}{RC_{CV}} - \frac{1}{RC_{TA}} \right) (CG)(d) \tag{6.5}$$

Donde:

\$= Ahorro obtenido mediante un sistema de A/C TA [\$]

CG= Costo de la gasolina, 8.92 [\$/l]

d= Distancia recorrida, 100 [km] [6.10]

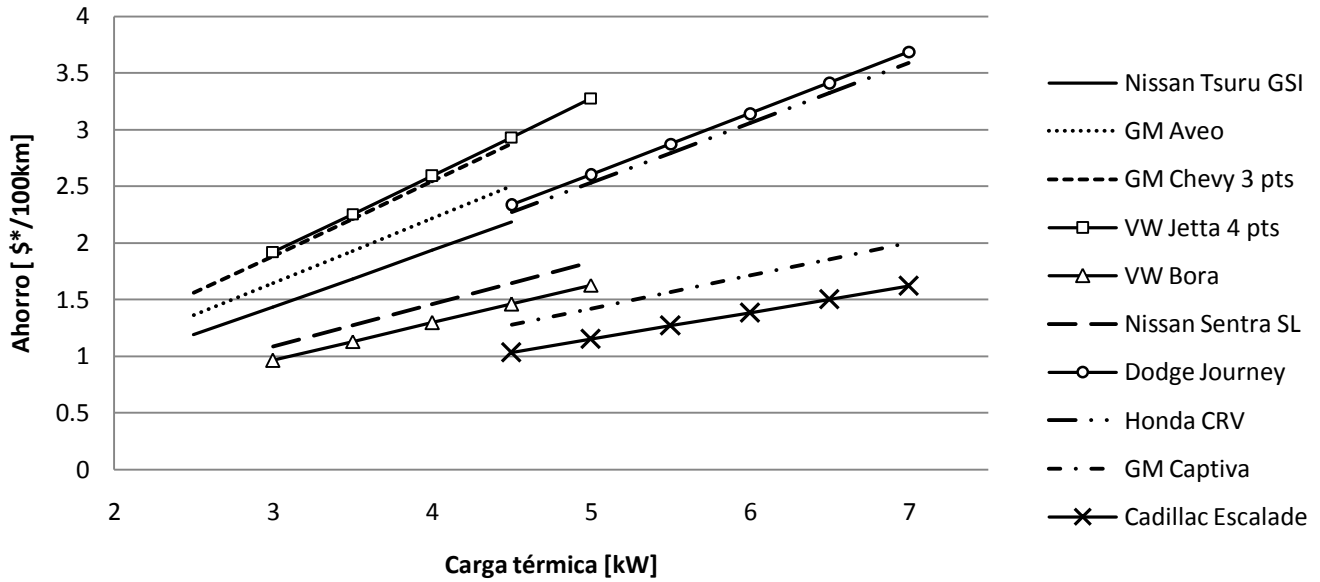


Figura 6.3. Ahorro en pesos.
 *Se consideró a 8.92 \$ el litro de gasolina.

Por último, para calcular la disminución de CO₂ emitido a la atmósfera debido a la tecnología termoacústica se empleó la ecuación 6.6, cuya expresión y términos son:

$$DCO_2 = \left(\frac{1}{RC_{CV}} - \frac{1}{RC_{TA}} \right) (FE)(d) \quad 6.6$$

Donde:

DCO_2 = Reducción de CO₂ emitido [kg]

FE = Factor de emisión equivalente a 2.4 [kg CO₂/l] [6.7]

d = Distancia recorrida, 100 [km] [6.10]

El análisis de la reducción en la cantidad de CO₂ emitido a la atmósfera se observa en la Figura 6.4, la cual indica por medio de la pendiente de cada recta, que el vehículo que presenta la mayor disminución de CO₂ por cada kW de carga térmica es el VW Jetta, con un valor de 0.18 kg/100km por kW; por el contrario el Cadillac Escalade tiene una reducción de 0.063 kg/100km por kW. De esa misma figura se desprende el hecho de que si se supone la carga térmica máxima en cada automotor, la reducción máxima de las emisiones es de 0.99 kg/100km correspondiente al Dodge Journey y la mínima corresponde a Cadillac con 0.43 kg/100km.

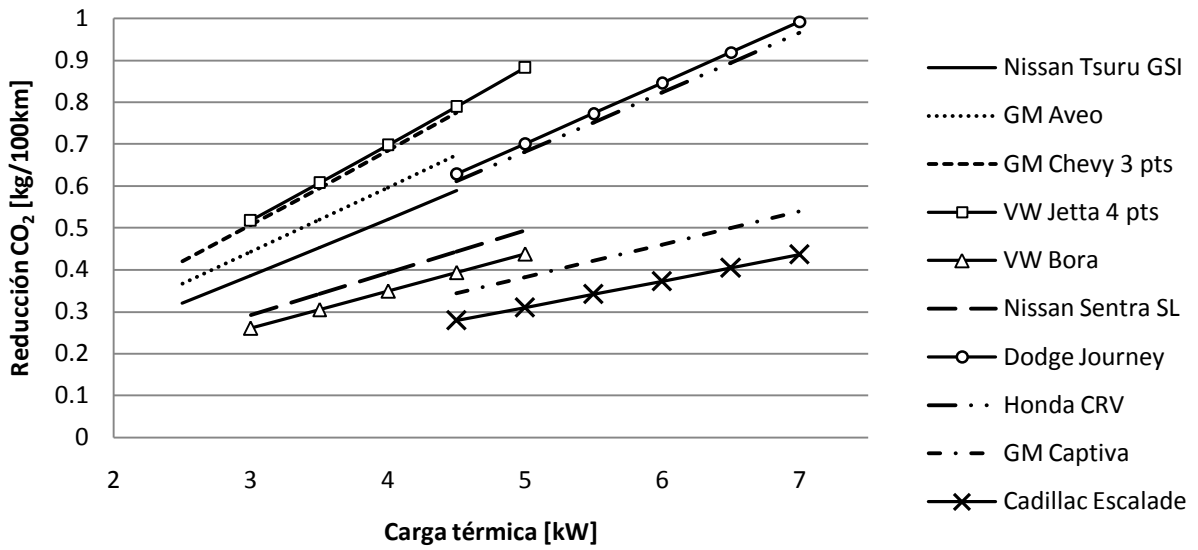


Figura 6.4. Reducción de CO₂.

Como se comprobó con los resultados anteriores, utilizar un sistema de A/C TA reduce el consumo de combustible y las emisiones de CO₂ a la atmósfera; aunque el porcentaje de decremento de estos parámetros depende del vehículo en específico, es fácil asegurar que los automotores con más disminución son aquellos equipados con los motores menos potentes, mientras que no existe un descenso significativa en los de gran potencia.

CONCLUSIONES.

- Se realizó el análisis termodinámico de un sistema de aire acondicionado automotriz termoacústico, compuesto por un motor de combustión interna automotriz y un refrigerador termoacústico, con el cual se propone sustituir a los actuales de compresión de vapor con el propósito de aprovechar el calor residual de los gases de escape reduciendo así las cargas adicionales en el motor.
- El análisis termodinámico permite concluir que es posible sustituir al sistema convencional de compresión de vapor por uno termoacústico en un vehículo que por desplazamiento de motor (1.7 L) se clasifica como subcompacto; ya que con los datos disponibles del rendimiento de un refrigerador termoacústico ($COP_{TAR} = 0.3$) y con el valor de la carga térmica ($Q_{C2} = 5$ kW) se requiere de aproximadamente 16.67 kW de energía térmica, lo que representa aproximadamente la mitad del calor disponible en los gases de escape provenientes del motor de combustión ($Q_{GE} = 35.14$ kW).
- Se analizó también el beneficio de emplear un sistema de aire acondicionado termoacústico, cuyas principales ventajas son un nulo efecto negativo en el rendimiento del kilometraje, al contrario de los sistemas de compresión de vapor, que pueden disminuir el rendimiento hasta en 0.2 km/l por cada kW de carga térmica en el sistema de aire acondicionado (GM Chevy), valor que traducido en porcentaje de ahorro de combustible representa el 5.6 % para el VW Jetta si se considera al aire acondicionado operando a su máxima potencia.
- Las emisiones de CO_2 a la atmósfera también se reducen al emplear un sistema termoacústico; aunque la disminución no es la misma en cada vehículo ya que depende de la potencia del sistema de aire acondicionado, es posible determinar para cada vehículo un índice que relacione el descenso del CO_2 por cada kW de carga térmica; visto de esta manera el VW Jetta reduce 0.18 kg de CO_2 en 100 km por cada kW en la carga térmica. Si se analiza el hecho que el sistema de aire acondicionado opera a su máxima potencia, de todos los vehículos que fueron comparados, la reducción de CO_2 en 100 km fue más notoria en el Dodge Journey con un valor de 0.99 kg, permaneciendo casi inmune la disminución en el Cadillac Escalade con 0.43 kg.
- De manera general, se concluye que el beneficio de la implementación de los sistemas de aire acondicionados termoacústicos será más notorio en aquellos vehículos que estén equipados con los motores menos potentes.

RECOMENDACIONES.

Para la realización de trabajos futuros relacionados con esta línea de investigación, se recomienda:

- Considerar los avances de la tecnología tal como el COP de los sistemas termoacústicos, con el propósito de obtener valores numéricos más exactos.
- Diseñar los intercambiadores de calor del refrigerador termoacústico de tal forma que no representen una restricción a los gases de escape para evitar disminución en el rendimiento del motor de combustión.
- Analizar las diferentes opciones disponibles de enfriamiento para lograr el adecuado diferencial de temperatura en la rejilla del motor termoacústico.
- Realizar una búsqueda más detallada de las características de los materiales y dimensiones utilizados en la construcción de refrigeradores termoacústicos.
- Evaluar el rendimiento de los sistemas de aire acondicionado convencionales en una prueba más rigurosa tal como una de manejo real, ya que los cálculos aquí realizados son teóricos y no reflejan los estilos de manejo ni las condiciones ambientales específicas.
- Por último, considerar que el sistema propuesto será más benéfico en vehículos pequeños, por lo que es necesario reducir el tamaño del dispositivo termoacústico al máximo sin sacrificar el rendimiento.

NOMENCLATURA.

CG	Costo de la gasolina, 8.92 $\left[\frac{\$}{l}\right]$
C_p	Calor específico $\left[\frac{J}{kgK}\right]$
DCO_2	Reducción de CO_2 $\left[\frac{kg}{100 km}\right]$
DG	Reducción de gasolina [%]
d	Distancia recorrida [km]
δ	Espesor [m]
K	Conductividad térmica $\left[\frac{W}{m K}\right]$
\dot{m}	Flujo másico $\left[\frac{kg}{s}\right]$
μ	Coefficiente de viscosidad dinámico $\left[\frac{kg}{m s}\right]$
P	Potencia mecánica [W]
Q_{HV}	Poder calorífico $\left[\frac{J}{kg}\right]$
Q, H	Potencia térmica [W]
ρ	Densidad $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
rpm	Revoluciones por minuto.
RC	Rendimiento combinado [km/l]
T	Temperatura [K]
W	Potencia acústica [W]
ω	Frecuencia [Hz]
$\$$	Ahorro obtenido por el sistema TA [\\$]
η	Eficiencia.

ABREVIATURAS.

<i>A/C CV</i>	Aire acondicionado de compresión de vapor.
<i>A/C TA</i>	Aire acondicionado termoacústico.
<i>A/C</i>	Aire acondicionado.
<i>BC</i>	Bomba de calor.
<i>cc, cm³</i>	Centímetros cúbicos.
<i>CFC</i>	Clorofluorocarbono.
<i>CH₄</i>	Metano.
<i>CO</i>	Monóxido de carbono.
<i>CO₂</i>	Dióxido de carbono.
<i>COP</i>	Coefficiente de rendimiento.
<i>cu. in.</i>	Pulgadas cúbicas.
<i>CV</i>	Compresión de vapor.
<i>GLP</i>	Gas Licuado de Petróleo.
<i>GN</i>	Gas Natural
<i>H₂O</i>	Agua.
<i>HC</i>	Hidrocarburos.
<i>HFC</i>	Hidroclorofluorocarbono.
<i>IC</i>	Intercambiador de calor.
<i>KRV</i>	Kilómetros Recorridos por Vehículo.
<i>L</i>	Litros.
<i>MCI</i>	Motor de Combustión Interna.
<i>MT</i>	Motor termoacústico.
<i>N₂</i>	Nitrógeno diatómico.
<i>N₂O</i>	Óxido nitroso.
<i>NO_x</i>	Óxidos de nitrógeno.
<i>O₂</i>	Oxígeno diatómico.
<i>O₃</i>	Ozono.
<i>OMS</i>	Organización Mundial de la Salud.
<i>Pb</i>	Plomo.
<i>PMI</i>	Punto muerto inferior.
<i>PMS</i>	Punto muerto superior.
<i>RAB</i>	Refrigeración por Absorción.
<i>RAD</i>	Refrigeración por Adsorción.
<i>RE</i>	Rejilla.
<i>RM</i>	Refrigeración Magnética.
<i>RTA</i>	Refrigeración Termoacústica.
<i>RTE</i>	Refrigeración Termoeléctrica.
<i>SMA-DF</i>	Secretaría del Medio Ambiente del DF.
<i>SO₂</i>	Dióxido de azufre.
<i>TAR</i>	Refrigerador termoacústico.

<i>UV</i>	Ultravioleta.
<i>VE</i>	Válvula de Expansión.
<i>VEEE</i>	Válvula de Expansión Equilibrada Externamente.
<i>VEEI</i>	Válvula de Expansión Equilibrada Internamente.
<i>VEH</i>	Válvula de Expansión H.
<i>VOF</i>	Válvula de Orificio Fijo.
<i>VOV</i>	Válvula de Orificio Variable.
<i>ZMVM</i>	Zona Metropolitana del Valle de México.

REFERENCIAS.

[1.1] Valtueña, J. A. *Enciclopedia de la ecología y la salud* (1ª Edición). Madrid, España: Editorial Safeliz. (2002) Pp. 82-83.

[1.2] <http://www.sma.df.gob.mx> SMA-DF. Consulta en línea, septiembre de 2010.

[1.3] Organización Mundial de la Salud. *Informe sobre la salud en el mundo 2002. Reducir los riesgos y promover una vida sana*. (2002) Ginebra, Suiza.

[1.4] Atkins, P. W., Jones, L. *Cambio Principios de química: los caminos del descubrimiento*. (3ª Edición). Argentina: Editorial Panamericana. (2006)

[1.5] SMA-DF. *Inventario de emisiones de contaminantes criterio de la ZMVM 2008*. (2008)

[2.1] Hege, J. B. *The Wankel rotary engine: a history*. Jefferson, Carolina Del Norte: McFarland & Company Inc. Publishers. (1957)

[2.2] Santiago, A. *Motores*. Madrid, España: Editorial Editex. (2007)

[2.3] Pulkrabek, W. W. *Engineering fundamentals of the internal combustion engine*. (2ª Edición). New Jersey Estados Unidos de América: Editorial Prentice Hall. (2004)

[2.4] Givens, L. *A technical history of the automobile*. Automotive Engineering vol. 98. SAE International Inc.

[2.5] Pardiñas, J. *Sistemas auxiliares del motor*. (1ª Edición). Madrid España: Editorial Editex. (2007)

[2.6] Heywood, J. B. *Internal combustion engine fundamentals*. Estados Unidos de América: Editorial McGraw Hill. (1998)

[2.7] Martyr, A. J., Plint, M. A. *Engine testing theory and practice*. (3ª Edición). Oxford, Inglaterra: Editorial BH. (2007)

[3.1] Daly, S. *Automotive air conditioning and climate control systems*. (1ª Edición). Reino Unido: Editorial Butterworth-Heinemann. (2006)

[3.2] <http://www.thermoelectric.com/2005/pr/tem/index.htm> Thermoelectric Cooling America Corporation. Consulta en línea, diciembre de 2010.

[3.3] Armas, M. A. *Sistemas alternativos de refrigeración con bajo impacto al ambiente*. Tesis de Licenciatura en Ingeniería Mecánica. Universidad de San Carlos de Guatemala, Guatemala. (2009)

[3.4] Zoontjens, L., Howard, C., Zander, A., Cazzolato, B. *Feasibility study of an automotive thermoacoustic refrigerator*. Proceedings of Acoustics 2005. School of Mechanical Engineering, The University of Adelaide, Australia. (2005)

[4.1] Bhatti M. S. *Enhancement of R-134a automotive air conditioning system*. SAE Technical Paper. (1999)

[4.2] Swift G. W. *Thermoacoustic engines*. Journal of the Acoustical Society of America. (1988) Pp. 1145-1180

[4.3] Gómez F. L. *Diseño, construcción y caracterización de un motor termoacústico solar*. Tesis de Maestría en Ingeniería Energía Fototérmica. Centro de Investigación en Energía. UNAM, México. (2008)

[4.4] Wheatley, J., Hofler T., Swift G.W., Migliori A. *Experiments with an intrinsically irreversible acoustic heat engine*. Phys. Rev. Lett #50. (1983) Pp. 499-502.

[4.5] Swift, G. W. *Thermoacoustic engines*. J. Acoust. Soc. Am. 94 (2) Pp. 1145-1179. (1988)

[4.6] Zoontjens, L., Howard, C., Zander, A., Cazzolato, B. *Thermoacoustic refrigeration for the automotive industry*. School of Mechanical Engineering, The University of Adelaide, Australia. (2005)

[4.7] Hendricks T. J., Johnson V. H., Keyser M. A. *Heat-generated cooling opportunities in vehicles*. Center for Transportation Technologies and Systems. Golden Colorado, Estados Unidos de América. (2002)

[4.8] Zoontjens, L., Howard, C., Zander, A., Cazzolato, B. *Feasibility study of an automotive thermoacoustic refrigerator*. Proceedings of Acoustics 2005. School of Mechanical Engineering, The University of Adelaide, Australia. (2005)

[4.9] Hatazawa M., Sugita H., Ogawa T., Seo Y., *Performance of a thermoacoustic sound wave generator driven with waste heat of automobile gasoline engine*. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers. Japan. (2004)

[4.10] Gardner, D. L., Howard, C. Q. *Waste heat driven thermoacoustic engine and refrigerator*. Proceedings of Acoustics 2009. Adelaide, Australia. (2009).

[5.1] Gardner, D. L., Howard, C. Q. *Waste heat driven thermoacoustic engine and refrigerator*. Proceedings of Acoustics 2009. Adelaide, Australia. (2009)

[5.2] Babaei H., Siddiqui, K., Chishty, W. A. *Sustainable thermoacoustics refrigeration system for gas turbine power plants*. 17th Symposium on Industrial Application of Gas Turbines. Alberta, Canada. (2007)

[5.3] Wilhelmus, P. H. *Mathematical aspects of thermoacoustics*. Technische Universiteit Eindhoven. Países Bajos. (2009)

[6.1] Roujol, S., Joumard, R. *Influence of passenger car auxiliaries on pollutant emission factors within the Artemis model*. Atmospheric Environment, Vol 43, Issue 5. (2009) Pp. 1008-1014.

[6.2] Wang, S., Gu, J., Dickson, T., Dexter, J., McGregor, I. *Vapor quality and performance of an automotive air conditioning system*. Experimental Thermal and Fluid Science No. 30. (2005) Pp. 59-66.

[6.3] Farrington, R., Rugh, J. *Impact of vehicle air conditioning on fuel economy, tailpipe emissions and electric vehicle range*. National Renewable Energy Laboratory. Golden Colorado, Estados Unidos de América. (2000)

[6.4] <http://www.ecovehiculos.gob.mx> Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía. Consulta en línea, enero de 2011.

[6.5] Babaei H., Siddiqui, K., Chishty, W. A. *Sustainable thermoacoustics refrigeration system for gas turbine power plants*. 17th Symposium on Industrial Application of Gas Turbines. Alberta, Canada. (2007)

[6.6] CONUEE. *Guía del uso eficiente de energía en el automóvil 2009*. (2009)

[6.7] CONUEE. *Rendimientos de combustible de automóviles y camiones ligeros, modelos 2009*. (2009)

[6.8] AMDA. *Reporte de ventas por plaza, estado y segmento. Resumen ventas al público de automóviles y vehículos ligeros, acumulado de enero a diciembre de 2009*. (2009)

[6.9] Daly, S. *Automotive air conditioning and climate control systems*. (1ª Edición). Reino Unido: Editorial Butterworth-Heinemann. (2006)

[6.10] SMA-DF. *Inventario de emisiones de contaminantes criterio de la ZMVM 2008*. (2008)