

UNIVERSIDAD MICHOACANA DE SAN NICOLAS DE HIDALGO



FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



MAESTRIA EN CIENCIAS EN INGENIERIA MECANICA

*“TESIS”*

*“CARACTERIZACION DE UN GRUPO ELECTROGENO USANDO EL  
BICOMBUSTIBLE ETANOL-GASOLINA”*

PRESENTA:

Eduardo Cortez Neri

PARA OBTENER EL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA

ASESORES:

Dr. Carlos Rubio Maya

Dr. Víctor Daniel Jiménez Macedo

Morelia, Michoacán, Noviembre 2022.

## RESUMEN

Utilizando un motor de combustión interna el cual originalmente trabaja con hidrocarburo (Gasolina), esta se sustituirá con una mezcla del bi-combustible (etanol-gasolina), se realizarán caracterizaciones primero para crear un patrón de referencia, se utilizará 100 % gasolina, a la cual se harán mediciones de potencia, corriente eléctrica, voltaje, temperatura del gas de escape, temperatura de la pared y las emisiones contaminantes a la salida del escape del motor. Este motor está acoplado a un generador eléctrico al cual en base a la electricidad que se genere es un indicativo de la potencia generada por el motor de combustión interna. Cabe mencionar que para poder hacer estas pruebas primero se tiene que hacer servicio del motor para garantizar que este trabaje a su óptimo funcionamiento, el servicio consta de cambiar bujía, filtro de aire, filtro de gasolina, filtro de aceite, aceite de lubricación, cable de la bujía, así como también hacer servicio del carburador o inyectores de combustible según sea el caso del equipo en el que se esté trabajando.

Una vez obtenidos estos parámetros de referencia, se procederá a hacer una mezcla de etanol-gasolina, en principio se colocará un porcentaje de 2% etanol, 98% gasolina y se harán todas las mediciones ya antes mencionadas, después se irá aumentando hasta llegar a un máximo del 8% de etanol, para después comparar los resultados obtenidos. También se realizará un análisis térmico en los gases de escape con un modelo de transferencia de calor unidimensional. Para estimar el calor transferido al exterior en el punto de medición. Para esta investigación de transferencia de calor se usarán tres resistencias eléctricas de 1000 W a 3000 W para medir las temperaturas del gas de escape y las temperaturas de la pared de escape, bajo los escenarios previamente mencionados.

Los resultados obtenidos fueron muy positivos ya que al utilizar estas mezclas y hacer las mediciones antes mencionadas no difieren mucho, lo que significa que el rendimiento del motor se mantiene estable sin que haya caídas de potencia o incrementos de temperatura en el motor. Otro punto muy importante es el de las emisiones contaminantes al utilizar las mezclas de etanol gasolina se redujeron los gases nocivos que se arrojan al medio ambiente, conforme se aumentaba el porcentaje de etanol en las mezclas se reducían las emisiones contaminantes.

Palabras clave:

Relación aire combustible, combustión, motor de combustión interna, emisiones, potencia.

## Abstract

Using an internal combustion engine which originally works with hydrocarbon (Gasoline), this will be replaced with a mixture of bi-fuel (ethanol-gasoline), characterizations will be carried out first to create a reference pattern, 100% gasoline will be used, at which measurements of power, electric current, voltage, exhaust gas temperature, wall temperature and polluting emissions at the engine exhaust outlet will be made. This engine is coupled to an electric generator which, based on the electricity generated, is an indication of the power generated by the internal combustion engine. It is worth mentioning that in order to carry out these tests, the engine must first be serviced to ensure that it works at its optimum performance, the service consists of changing the spark plug, air filter, gasoline filter, oil filter, lubrication oil, cable of the spark plug, as well as servicing the carburetor or fuel injectors depending on the case of the equipment being worked on.

Once these reference parameters have been obtained, an ethanol-gasoline mixture will be made, in principle a percentage of 2% ethanol, 98% gasoline will be placed and all the aforementioned measurements will be made, then it will be increased until reaching a maximum of 8% ethanol, to later compare the results obtained. A thermal analysis will also be carried out on the exhaust gases with a one-dimensional heat transfer model. To estimate the heat transferred to the outside at the measurement point. For this heat transfer investigation, three electrical resistors from 1000 W to 3000 W will be used to measure exhaust gas temperatures and exhaust wall temperatures, under the previously mentioned scenarios.

The results obtained were very positive since when using these mixtures and making the aforementioned measurements they do not differ much, which means that the performance of the engine remains stable without power drops or temperature increases in the engine. Another very important point is that of polluting emissions when using gasoline ethanol blends, the harmful gases that are thrown into the environment were reduced, as the percentage of ethanol in the blends was increased, polluting emissions were reduced.

# Índice

1	Introducción .....	6
1.1	Objetivos.....	6
1.1.1	Objetivo general .....	6
1.1.2	Objetivos específicos .....	6
1.2	Planteamiento del problema .....	7
1.3	Justificación.....	7
1.4	Hipótesis .....	7
1.5	Antecedentes.....	8
1.6	Lluvia ácida .....	9
1.6.1	Efectos de la lluvia ácida.....	10
1.7	Emisiones contaminantes .....	10
1.7.1	Tipos de contaminantes emitidos por un motor de combustión interna....	11
2	Motores de Combustión Interna.....	12
2.1	Tipos de motores por la distribución de cilindros .....	12
2.1.1	Cilindros en línea.....	12
2.1.2	Cilindros opuestos.....	12
2.1.3	Cilindros en V.....	13
2.1.4	Cilindros en W.....	13
2.1.5	Disposición radial .....	14
2.1.6	Cilindros en H.....	14
2.2	Motores a etanol .....	15
2.3	Efectos en el octanaje .....	15
2.4	Motores a gas natural.....	16
2.5	Motores sobrealimentados.....	17
2.5.1	Turbocompresor .....	17
2.5.2	Compresor volumétrico .....	19
2.6	Motores a hidrogeno.....	20
	Componentes y sistemas de hidrógeno aplicados a vehículos motorizados.....	21
2.7	Breve panorama de las máquinas reciprocantes .....	21
2.8	Ciclo de otto: el ciclo ideal para las máquinas de encendido por chispa.....	25
2.9	Ciclo diesel: el ciclo ideal para las máquinas de encendido por compresión.....	31
2.10	Combustión.....	35
3	Transferencia de calor .....	37
3.1	Ecuación de la conducción de calor .....	37

3.2	Transferencia de calor estacionaria en comparación con la transferencia transitoria	37
3.3	Transferencia de calor multidimensional .....	37
3.4	Ecuación de la conducción de calor en una pared plana grande .....	39
3.5	Ecuación de la conducción de calor en un cilindro largo .....	40
3.6	Ecuación de la conducción de calor en una esfera .....	43
3.6.1	Ecuación unidimensional combinada de la conducción de calor .....	44
3.7	Coordenadas rectangulares .....	44
3.8	Coordenadas cilíndricas.....	47
3.9	Coordenadas esféricas .....	48
3.10	Condiciones de frontera e iniciales.....	49
3.11	Condición de frontera de temperatura específica. ....	49
3.12	Condición de frontera de flujo específico de calor.....	50
3.13	Caso especial: Frontera aislada.....	51
3.14	Otro caso especial: simetría térmica.....	52
3.15	Condición de convección de frontera .....	53
3.16	Condición de radiación de frontera .....	55
3.17	Condiciones de frontera en la interfase .....	56
4	Metodología .....	59
5	Resultados .....	63
5.1	Resultados del análisis de transferencia de calor.....	63
5.2	Resultados de las emisiones contaminantes .....	70
6	Conclusiones .....	74
7	Referencias .....	75

# 1 Introducción

El etanol es un alcohol que resulta de la caña de azúcar, el maíz y otros cultivos. Usado como combustible desde hace décadas, está reduciendo considerablemente el consumo de los derivados del petróleo, que son contaminantes y cada año más caros. Brasil, donde el clima tropical facilita la cosecha de caña de azúcar, es el segundo país productor y primer exportador mundial de etanol [1].

El incremento del precio del petróleo, el declive de las reservas probadas de hidrocarburos, la creciente demanda de combustibles, la necesidad de preservar el ambiente y mitigar el proceso de cambio climático originado por el uso de combustibles fósiles, son hechos que sustentan la búsqueda de fuentes alternativas de energía, de preferencia no contaminantes y renovables. Los biocombustibles de origen agrícola o forestal constituyen una opción [1].

En la actualidad el etanol es el biocombustible líquido de mayor aceptación. La posibilidad de usarse en forma exclusiva o en mezcla con otros combustibles fósiles y el hecho que se puede elaborar a partir de una amplia gama de cultivares, le otorgan ventajas para su difusión. Sin embargo, la producción ‘comercial competitiva’ del mismo afronta diversas restricciones según regiones y países. El costo y la seguridad para el suministro continuo de la materia prima seleccionada, son factores que determinan la posibilidad para su producción bajo condiciones de mercado[1].

Los correspondientes perfiles de inversión indican que su ejecución demandaría el desarrollo de nuevas áreas agrícolas, en el orden de 100 mil hectáreas a ser instaladas mayoritariamente en terrenos eriazos. Existe la obligación que dichos terrenos se irrigen mediante sistemas presurizados, esta exigencia apropiada desde el punto de vista técnico, eleva el costo de inversión por hectárea e incide negativamente sobre la rentabilidad [1].

## 1.1 Objetivos

### 1.1.1 Objetivo general

Realizar mediciones de temperatura y emisiones contaminantes en un motor de combustión interna utilizando mezclas de gasolina-etanol en porcentajes de 98-2 %, 96-4%, 94-6%, 92-8% y 90-10% para comparar si hay cambios en el funcionamiento óptimo del motor, así como también verificar si hay cambios de temperatura.

### 1.1.2 Objetivos específicos

- Obtener parámetros de medición (de potencia, temperaturas y corriente eléctrica, tensión eléctrica) usando 100% gasolina bajo diferentes cargas.
- Obtener parámetros de medición (de potencia, temperaturas, y corriente eléctrica, tensión eléctrica) usando 2%, 4%, 6%, y 8% de etanol bajo diferentes cargas (1000-3000 W).
- Realizan un estudio de transferencia de calor bajo condiciones I y condiciones II.
- Análisis de las emisiones de escape bajo las condiciones I y II.

## 1.2 Planteamiento del problema

Existe un gran problema en el planeta por la quema de combustibles fósiles, al ser quemados estos combustibles emiten gases producto de la combustión que se arrojan al medio ambiente y estos generan contaminación ambiental, tomando en cuenta la gran cantidad de automóviles que están en operación diariamente en el planeta, si es bastante considerable la cantidad de gases arrojados a la atmosfera.

Para disminuir la generación de estos gases se utilizará un biocombustible generado por la mezcla de gasolina y porcentajes de etanol, esta mezcla se utilizará como el combustible que será utilizado en los motores de combustión interna. Estas mezclas de etanol-gasolina al ser quemados sus gases producto de la combustión son más limpios, ya que el etanol es más limpio su combustión, esto sin sacrificar su potencia obtenida y sin modificar las temperaturas de operación de los motores de combustión interna.

## 1.3 Justificación

Actualmente, el planeta está sufriendo problemas de calentamiento global a causa de las emisiones contaminantes que provienen de distintas fuentes, siendo superiores los Gases de Efecto Invernadero, que impactan a la atmosfera directamente con un mayor daño, de estos la gran mayoría producidos por los automóviles, ya sea que estos utilizan los diferentes combustibles, diésel, gasolina, gas natural, entre otros, siendo los gases producto de la combustión de gasolina los menos aprovechables en los motores ya que sus eficiencias rodean un porcentaje no mayor al 36%, esto por tratarse de un motor térmico, la transferencia de calor, fricción.

Referente a lo anterior, se busca hacer mezclas de diferentes biocombustibles para poder aumentar el octanaje de la gasolina agregando porcentajes de etanol, el etanol por sí solo tiene un octanaje de 116 y un poder calorífico de 26,790 kJ/kg, en comparación con la gasolina que tiene un octanaje del 86 magna y 91 Premium y un poder calorífico de 43,950 kJ/kg.

Actualmente en México existe un gran problema referente al costo de los combustibles los cuales han disparado sus precios en gran medida, por lo cual la sociedad les es muy difícil utilizar un medio de transporte personal por esta situación, por lo cual se necesitará sustituir parcialmente los combustibles (hidrocarburos) con mezclas que no afecten al medio ambiente y que sean más económicos y fácil de adquirir, sin sacrificar el rendimiento que ofrecen estos combustibles. Que ofrece un desempeño del equipo muy similar y que disminuye los gases de efecto invernadero, así como también comprobar que no afectan estas mezclas en lo más mínimo al motor de combustión interna (MCI) ni a sus componentes internos, ni empaques de nylon, o mangueras y conductos de materiales elásticos.

## 1.4 Hipótesis

Al utilizar el biocombustible etanol-gasolina se podrá disminuir los gases producto de la combustión que se arrojan al medioambiente, así como también, se mantendrá un óptimo

funcionamiento del motor de combustión interna. Estará trabajando bajo temperaturas óptimas de operación, también se tendrán potencias similares a utilizar solamente gasolina.

Como el etanol tiene un octanaje mayor al de las gasolinas se eliminarán las fallas por las detonaciones del combustible antes del tiempo requerido, estas suceden por que la compresión que se genera en los cilindros es mayor a la que puede resistir la gasolina sin que explote.

## 1.5 Antecedentes

En las sociedades industriales contemporáneas los procesos de intemperismo natural se han agudizado por las concentraciones elevadas de los contaminantes, tanto en el aire como en la lluvia, particularmente los ácidos, que están identificados entre los problemas más serios que afectan a las rocas calizas, componentes fundamentales de los monumentos mayas. En general, los ácidos presentes en las deposiciones secas y húmedas son agentes importantes que causan deterioro en la roca caliza y en el mármol. El daño que se genera puede ser el resultado de la reacción ácida directa con la superficie de la roca, o se puede deber a la formación de fases minerales secundarias [2].

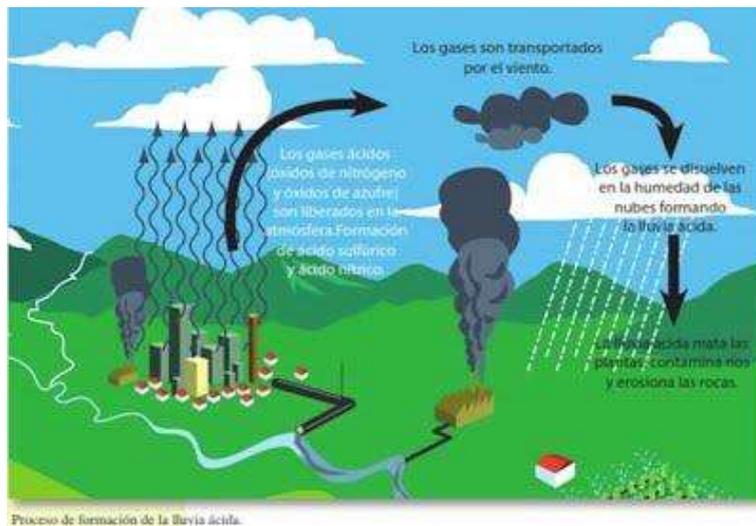
Según la Agencia de Protección Ambiental de los Estados Unidos (EPA), conducir un automóvil es la actividad individual más contaminante que la mayoría de la gente realiza. Los vehículos a motor liberan millones de toneladas de contaminantes a la atmósfera cada año. En muchas zonas urbanas, los vehículos son los principales responsables de la presencia de ozono a nivel del suelo. Éste es uno de los componentes principales del smog y constituye el problema más grave en términos de polución del aire en los estados del noreste y los de la zona media de la Costa Este del país. Además, los automóviles emiten diversos contaminantes clasificados como tóxicos, los cuales son causantes de nada menos que 1.500 casos de cáncer en el país al año. Las emanaciones de los automóviles también son causantes de problemas medioambientales, tales como la lluvia ácida y el calentamiento global del planeta [3].

El Etanol es un buen potenciador del octanaje. En las muestras estudiadas, el Número de Octano reportado aumentó hasta en un 6.5% con la adición de Etanol a 15% en volumen a la gasolina Magna. Así mismo, la presión de vapor aumentó en poco más de 50% al adicionar 10% de Etanol a la gasolina Premium. Esto implicaría un aumento en las emisiones evaporativas de no aplicarse un control apropiado a los sistemas de suministro de la gasolina a los vehículos automotor. La  $T_{50}$  disminuyó hasta en 20% aproximadamente; esta disminución podría provocar problemas relacionados con la formación de *taponés de vapor*. El rendimiento promedio del combustible expresado en km/L, con base en los datos de poder calorífico obtenidos, disminuiría hasta en un 8.1% en gasolina Magna oxigenada con Etanol a 15%. En cuanto a las emisiones teóricas de CO<sub>2</sub>, al reformular la gasolina Magna con Etanol a 10% disminuirían en 7.2% y con Etanol a 15% presentarían un decremento de 7.5%, con respecto a las de la gasolina sin Etanol. Lo anterior sin tomar en consideración el CO<sub>2</sub> liberado por la combustión del Etanol. En cuanto a las mezclas diesel-Etanol, el Número de Cetano de las mezclas disminuyó hasta 13.0% y su poder calorífico disminuyó en 2.3 MJ/Kg si éste se oxigena

con 15% de Etanol. En cuanto a las emisiones teóricas de CO<sub>2</sub>, con Etanol a 10%, éstas disminuyeron 5.3% y con Etanol a 15% presentaron un decremento de 9.2% [3].

## 1.6 Lluvia ácida

La lluvia ácida es un fenómeno ligado con la alta producción dependiente, principalmente, del consumo de combustibles fósiles y de ciertas prácticas agrícolas como las quemadas, que al liberar indiscriminadamente sustancias como los óxidos de azufre y de nitrógeno a la atmósfera, aportan la materia prima para la formación de los ácidos sulfúrico y nítrico, que posteriormente retornan a la superficie terrestre, bien sea como líquidos o como aerosoles y afectan a los ecosistemas naturales [4].



*Figura 1 ciclo de la lluvia ácida.*

La precipitación húmeda es más conocida por ser la causante de la acidificación en el medio, dejando muchas veces a un lado las precipitaciones secas. Este tipo de deposición tiene lugar cuando los compuestos gaseosos precursores de la lluvia ácida entran en contacto con el vapor de agua, la luz y el oxígeno de la atmósfera, y se forma una mezcla de ácido sulfúrico y ácido nítrico. Después de estos procesos y de estas reacciones catalíticas iniciadas en forma fotoquímica en la atmósfera, esta mezcla viaja muchos kilómetros, precipitándose y cayendo [5].

Sin embargo, el efecto de mayor seriedad es la movilización de elementos del suelo que, en cantidades mayores de lo normal, pueden llegar a tener toxicidad, entre ellos particularmente el aluminio y el magnesio, que se liberan de las partículas del suelo al ser reemplazadas por iones de hidrógeno. El aluminio afecta a la estructura y función de las raíces finas e interfiere con la absorción del calcio del suelo. También suprime el crecimiento del cambium en los árboles, que a su vez reduce la formación de albura nueva. A medida que disminuye la formación de la albura en las coníferas, la relación entre albura viva y duramen muerto disminuye. Cuando la albura representa menos del

25 por ciento de la sección transversal de un árbol, éste sucumbe y en consecuencia viene el declive del bosque. [5]



*Figura 2. Contaminación por fábricas y plantas de energía eléctrica.*

#### 1.6.1 Efectos de la lluvia ácida.

La deposición ácida es un problema regional de contaminación, y se necesitan acuerdos internacionales para limitar las concentraciones atmosféricas. Sin control, las emisiones de las plantas de fuerza motriz y de los vehículos de motor causan un daño considerable a los bosques, lagos y ríos. No solamente hacen la deposición ácida al agregar grandes cantidades de azufre y nitrógeno a estos sistemas, sino que el descenso en el pH también incrementa la disponibilidad de algunos metales tóxicos [6].

La mayoría de los árboles dependen mucho de los hongos que viven en las capas superficiales de sus raíces, en estructuras llamadas micorrizas. Los hongos obtienen vitaminas e hidratos de carbono del árbol, y éste recibe del hongo agua y minerales útiles. Si el exceso de nitrógeno en el aire (en forma de iones nitrato y amonio) daña a la micorriza, el árbol no crecerá bien y las raíces tenderán a pudrirse, especialmente en zonas donde el suelo está ya empobrecido [7].

#### 1.7 Emisiones contaminantes

Los gases contaminantes que expulsa el motor son: dióxido de azufre ( $\text{SO}_2$ ), dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ), monóxido de carbono ( $\text{CO}$ ) y óxido de nitrógeno ( $\text{NO}_x$ ). Las emisiones contaminantes de gases producidas por el motor de combustión interna son responsables únicamente de un 5 % de las emisiones de dióxido de azufre ( $\text{SO}_2$ ), son responsables del 25% de las emisiones de dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ), del 87 % de las de monóxido de carbono ( $\text{CO}$ ) y del 66 % de las de óxidos de nitrógeno ( $\text{NO}_x$ ) [8].

### 1.7.1 Tipos de contaminantes emitidos por un motor de combustión interna

La emisión por evaporación tiene lugar diferentes situaciones, como cuando la temperatura exterior en días cálidos y soleados provoca la evaporación de combustible; o cuando el calor del motor y del sistema de escape provoca un aumento de la temperatura del combustible; también si el auto tiene el motor apagado y permanece lo suficientemente caliente como para que el combustible se evapore, es importante saber que al cargar combustible, los vapores de la gasolina escapan del tanque a través del pico, lo que es recomendable cargar de combustible en las primeras horas de la mañana [2].

#### 1.7.1.1 Gases contaminantes

Los óxidos de nitrógeno (NOx) contribuyen a la formación de ozono y de lluvia ácida, además de afectar la calidad del agua. El monóxido de carbono es un gas incoloro letal que reduce el flujo de oxígeno en el torrente sanguíneo y puede afectar las funciones cerebrales y la visión [2].

#### 1.7.1.2 Gases inofensivos

El Nitrógeno es un gas inerte que se encuentra presente en el aire que respiramos en una concentración del 79%. Debido a las altas temperaturas existentes en el motor, el Nitrógeno se oxida formando pequeñas cantidades de Óxidos de Nitrógeno, aunque sea un gas inerte a temperatura ambiente. El Oxígeno es uno de los elementos indispensables para la combustión y se encuentra presente en el aire en una concentración del 21%. Si su mezcla es demasiado rica o pobre, el Oxígeno no podrá oxidar todos los enlaces de Hidrocarburos y será expulsado con el resto de los gases de escape. El vapor de agua se produce como consecuencia de la combustión, mediante la oxidación del Hidrógeno, y se libera junto con los gases de escape [9].

El Dióxido de Carbono producido por la combustión completa del Carbono no resulta nocivo para los seres vivos y constituye una fuente de alimentación para las plantas verdes, gracias a la fotosíntesis. Se produce como consecuencia lógica de la combustión, es decir, cuanto mayor es su concentración, mejor es la combustión. Sin embargo, un incremento desmesurado de la concentración de Dióxido de Carbono en la atmósfera puede producir variaciones climáticas a gran escala, llamado efecto invernadero [9].

La principal fuente de emisión de CO<sub>2</sub> es la combustión que se origina en el uso de combustibles fósiles esto es gas carbón y petróleo; los cuales se utilizan en los procesos industriales, en el sector petrolero y en el transporte [9]. El SO<sub>2</sub> acarrea una gran variedad de efectos nocivos en las plantas, ya que reduce la fotosíntesis, modifica la actividad de ciertas enzimas y altera el metabolismo de los lípidos, proteínas y carbohidratos. A mayor escala, las alteraciones más frecuentes comienzan con la aparición de manchas lechosas en las hojas, que se vuelven rojizas cuando los síntomas se agudizan. Las lesiones a largo plazo se manifiestan por la aparición de clorosis en las hojas, así como por la disminución del crecimiento y de la producción de semillas viables en diversas especies. Un importante efecto negativo del SO<sub>2</sub> es que favorece la aparición de mutaciones a consecuencia del incremento de la exposición a las radiaciones ultravioleta. Además, actúa en sinergia con el ozono y los NOx, lo que potencia sus efectos nocivos y agudiza las consecuencias posteriores de otros patógenos como insectos parásitos y hongos [9].

## 2 Motores de Combustión Interna.

### 2.1 Tipos de motores por la distribución de cilindros

#### 2.1.1 Cilindros en línea

La disposición de los cilindros más común en un motor es en línea. Los cilindros en línea también son la composición más económica y la que menos fallas mecánicas presenta [13].

Como su nombre lo dice los cilindros van todos alineados a un sólo eje por lo cual no puede ser muy largo. Lo más habitual va entre los dos a los seis cilindros en línea [42].

Son pocos los modelos en la actualidad con dos cilindros en línea, sólo pequeños modelos de Fiat. De tres cilindros están el EcoBoost de Ford con apenas una capacidad de combustible de 1 L [13].

Con cuatro cilindros en línea están la mayoría de los autos más vendidos mientras, de cinco cilindros en línea no hay muchos modelos que implementan esta disposición. Por último, en motores de seis cilindros en línea podemos mencionar al BMW M4 [13].



Figura 2.2. 1 Motor de 6 cilindros en línea [42].

#### 2.1.2 Cilindros opuestos.

También conocida como bóxer, la disposición de cilindros opuestos no es tan común. En este tipo de motor los cilindros están opuestos entre ellos en un ángulo de 180 grados. La disposición es pensada para obtener un centro de gravedad más bajo y mejorar la estabilidad del auto a grandes velocidades. Son pocas las marcas las que apuestan por un motor bóxer y una firma japonesa lo han hecho por décadas, se trata de Subaru [13].



Figura 2.2. 2 Motor de 4 cilindros opuestos [42].

### 2.1.3 Cilindros en V.

La figura que forma la distribución de los cilindros en este motor, le da su nombre pues se trata de dos bloques frontales en diagonal unidos por el cigüeñal [13]. La posición en V, puede tener diferentes ángulos desde los  $110^\circ$  hasta los  $15^\circ$  como en el Volkswagen VR6. Las ventajas que ofrece este motor son una menor vibración y un mayor aprovechamiento de la potencia [13]. Los vehículos V6 son de los más comunes, seguidos hasta hace unos años por los V8 en autos de gama alta [13].



Figura 2.2. 3 Motor de 8 cilindros en V [42].

### 2.1.4 Cilindros en W

Los motores con distribución en W, se derivaron a partir de los motores con disposición de cilindros en V. No es más que una combinación de dos V, unidos a un mismo cigüeñal [13]. La ventaja principal de estos motores es mayor potencia, aceleración suave y sin vibraciones. Por su complejidad al fabricarlos son pocos los autos que cuentan con un motor en W. Dentro de los más comerciales está la versión del Passat que sólo duró unos pocos años a la venta [13].



Figura 2.2. 4 Motor que utiliza el Bugatti Veyron de 16 cilindros en W [13].

#### 2.1.5 Disposición radial

Mejor conocidos como motores estrella son muy poco vistos en la industria automotriz. Los cilindros están alrededor del cigüeñal en diferentes alturas por lo cual adquiere su peculiar apariencia y nombre [13]. Debido a su mecánica tiene un mayor costo de mantenimiento y emisiones de gases, tal vez por eso actualmente no hay modelos que utilicen esta disposición [13].

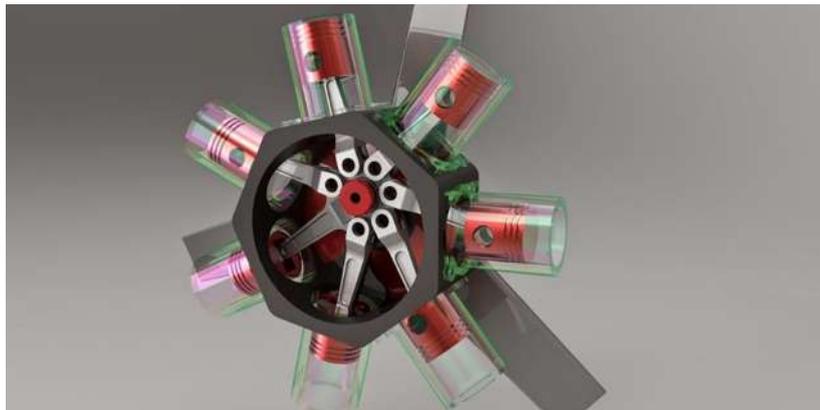


Figura 2.2. 5 Motor Estrella son muy poco útiles [13].

#### 2.1.6 Cilindros en H

Por último, tenemos la disposición de cilindros en H. Muchos consideran que se trata de la unión de dos motores bóxer con un mismo eje de transmisión por eso no lo consideran como un tipo de motor, pero no lo podíamos dejar de mencionar [13].



Figura 2.2. 6 Motor bóxer o con cilindros en H [13].

## 2.2 Motores a etanol

Una mezcla de gasolinas con un 10 a un 25% de etanol, no necesita en general ninguna modificación del motor. La mayoría de los coches modernos pueden funcionar con estas mezclas sin ningún problema. De tal manera que el gasoil E10, la variante más común, se ha introducido por toda Dinamarca. En 1984, toda la gasolina consumida en Brasil fue mezclada con 22% de etanol [14]. Experimentos del Consejo nacional de petróleo de Brasil, probaron que el etanol puede ser añadido a la gasolina hasta en una proporción de 25%, sin daños ni necesidad de cambios a los motores convencionales de gasolina en ciclo Otto [14].

El nuevo motor de Ricardo, el EBDI – Etanol Boosted Direct Injection o a inyección directa impulsado por el etanol, está diseñado para aprovecharse de las propiedades favorables del etanol para poder mejorar el desempeño y reducir el consumo. “[El etanol] tiene un índice de octanaje muy alto comparado con otros combustibles, y también un calor más alto de vaporización”, afirma Luke Cruiff, ingeniero principal para el programa del EBDI en Ricardo [15].

Un índice más alto de octanaje significa que el combustible es menos propenso a una detonación no deseada o “knocking”. Y el hecho de que posea un calor latente más elevado de vaporización significa que el etanol puede ayudar a controlar las condiciones de la gasolina en la cámara de combustión al bajar las temperaturas. Al modificar la presión y la temperatura, el combustible inyectado dentro del motor se quemará más eficientemente y reducirá la formación de gases de óxido nitroso [15].

## 2.3 Efectos en el octanaje

El etanol puede ser utilizado como un aditivo que eleve el octanaje en la gasolina, pues presenta un octanaje de 117.5, que es muy superior al de gasolinas básicas de uso común, que varía dependiendo del país de origen, de 83 a 89. El etanol se considera como un aditivo para elevar el octanaje de las gasolinas. Al ser mezclado con la gasolina aumenta su octanaje y por lo tanto previene el golpeteo. El etanol también tiene efectos importantes reduciendo la llamada "penalidad de petróleo crudo" que sucede cuando el octanaje se eleva por métodos de refinación con uso intensivo de energía; estos métodos aumentan la cantidad de aromáticos en la gasolina, sustancias de comprobada acción carcinogénica.

A continuación, en la Tabla 2.15 se muestra el incremento del número de octanos de la mezcla de gasolina con diferentes proporciones de etanol [14]:

Etanol en mezcla	Octano	Cambio en octano
0%	72.5	-
5%	74.8	2.3
10%	76.6	1.8
15%	78.5	1.9
20%	80.3	1.8
25%	81.4	1.1

Figura 2.15 Efecto del etanol en el octanaje de la gasolina [14].

#### 2.4 Motores a gas natural.

Un motor de gas es un motor de combustión interna que funciona con un combustible gaseoso, como gas de carbón, gas pobre, biogás, gas de vertedero o gas natural [17]. Está compuesto principalmente de un 80-98% de metano, pero también puede contener impurezas y elementos corrosivos como el sulfuro de hidrógeno [17].

En general, el término motor de gas se refiere a un motor en el ámbito de la industria pesada capaz de funcionar continuamente a plena carga durante períodos cercanos a las 8.760 horas por año, a diferencia de un motor de automóvil de gasolina, que es ligero, de alta velocidad y generalmente funciona no más de 4.000 horas en toda su vida útil. La potencia típica varía de 10 kW (13 hp) a 4 MW (5.364 hp) [18].



Figura 2.4 Contenedores de gas natural como combustible [18].

## 2.5 Motores sobrealimentados

### 2.5.1 Turbocompresor

El turbocompresor es una turbomáquina diseñada para comprimir aire, que opera con la energía que normalmente se pierde en los gases de escape del motor. Los gases de combustión ingresan a la turbina conectada al múltiple de escape haciendo que esta gire y, a través del eje que une ésta al compresor, impulse el compresor, el cual inyecta aire de admisión. Los turbocompresores pueden clasificarse en: – Turbocompresores de geometría fija. – Turbocompresores de geometría variable [19].

#### 2.5.1.1 Turbocompresor de geometría fija

El conjunto turbocompresor es un grupo que está formado principalmente por una turbina (2) y un compresor (1) como se muestra en la figura 2.5.2. Estos están introducidos en sus respectivas carcavas de formas opuestas y unidas ambas por un eje común (3). Tanto la turbina como el compresor contienen álabes para conseguir aumentar la presión de alimentación. En una parte anexa al turbo también se encuentra la válvula de descarga wastegate y su accionador (4), que se encarga de limitar la presión de sobrealimentación del turbocompresor desviando una cantidad de gases de escape directamente al escape sin pasar por la turbina. En la figura 2.5.1.1, se puede observar lo mencionado anteriormente [19].

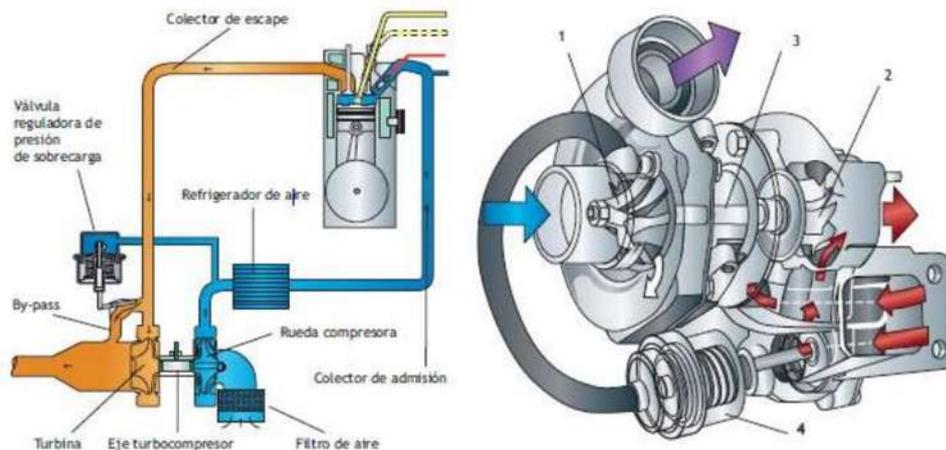


Figura 2.5.1.1 Elementos de un Turbocompresor de inyección de aire [19].

En la parte central del conjunto, se ubica el eje que une la turbina y el compresor. Este eje está sometido a altas sollicitaciones mecánicas debido al giro y, además, debe soportar temperaturas extremas (hasta 900°C). El eje se apoya en el turbocompresor por medio de cojinetes o rodamientos (en el caso de turbos muy pesados) en sus extremos y está en contacto con el circuito de engrase para conseguir un perfecto movimiento del eje y una refrigeración debido a las altas temperaturas. La falta de una lubricación adecuada puede provocar la destrucción del turbo en cuestión de minutos [48].

#### 2.5.1.2 Turbocompresor de geometría variable

Los turbocompresores de geometría variable tienen la característica de que a bajas revoluciones del motor se nota su efecto, eliminando el gran inconveniente de los

turbocompresores de geometría fija [19]. La gestión electrónica en este caso es la encargada de hacer disminuir o aumentar la fuerza que ejercen los gases de escape sobre la turbina. Con esto se consiguen tiempos de respuesta del turbo muy breves, además de velocidad de gases alta y un funcionamiento progresivo de la turbina desde bajos regímenes. Para conseguir los efectos anteriormente expuestos se ha dispuesto en la turbina de escape del turbocompresor una corona (3) con un número de álabes móviles (2) en su periferia. La corona, a su vez, se encuentra unida a una varilla (6) y está a una cápsula neumática (8) dividida en dos cámaras [19].

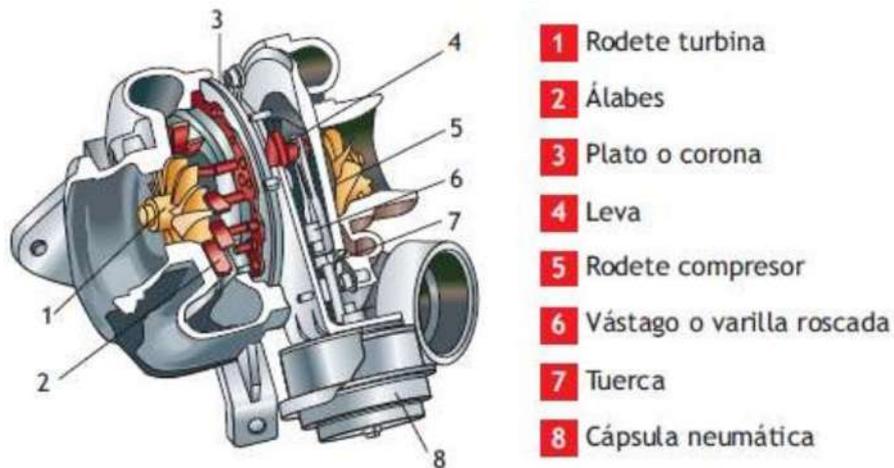


Figura 2.5.1.2 partes del Turbocompresor [19].

### 2.5.1.3 Funcionamiento con bajos regímenes de rotación del motor

En un turbocompresor convencional, en este estado de funcionamiento la presión que ejercerían los gases de escape sería baja, produciendo un giro lento de la turbina de escape y, como consecuencia, una presión de sobrealimentación mínima. Sin embargo, en un turbo de geometría variable, los álabes móviles se encuentran cerrados en su totalidad de forma que la sección de paso entre ellos es mínima (ver Figura 2.5.1.3). Esto hace aumentar la velocidad de los gases a su paso por ellos, creando una mayor velocidad de giro de la turbina y, por tanto, del compresor, aumentando la sobrealimentación en estos regímenes bajos [19].

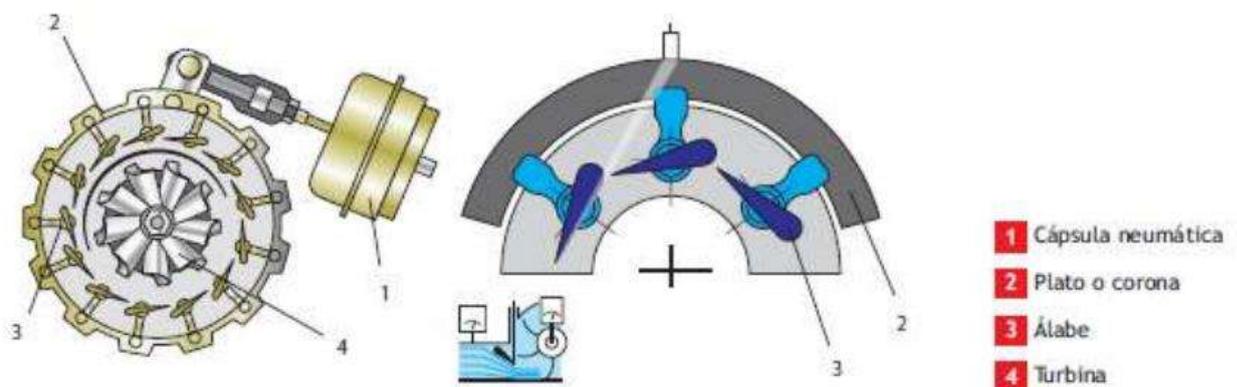


Figura 2.5.1.3 Funcionamiento a bajos ciclos del motor [19].

#### 2.5.1.4 Funcionamiento con regímenes altos de rotación del motor

Al aumentar la velocidad de giro aumenta de igual forma la velocidad de los gases de escape y, por tanto, su energía cinética. En esta situación, del mismo modo se eleva la velocidad del rotor del turbocompresor, aumentando la presión de sobrealimentación y la sobrealimentación en motores actuando está a través con un tubo de conexión sobre la membrana de la cápsula neumática, que hacer variar por medio del conjunto de varillas la posición de los álabes móviles. La posición final de los álabes móviles dependerá de la presión de sobrealimentación, estando estos totalmente abiertos (mayor sección de paso de gases) cuando se alcancen los valores máximos de presión establecidos (ver Figura 2.5.7). Con este aumento de la sección de paso de los gases de escape va a disminuir la velocidad con la que van a incidir en el rotor de la turbina, obteniéndose velocidades de giro del compresor iguales o inferiores a las conseguidas con regímenes bajos [19].

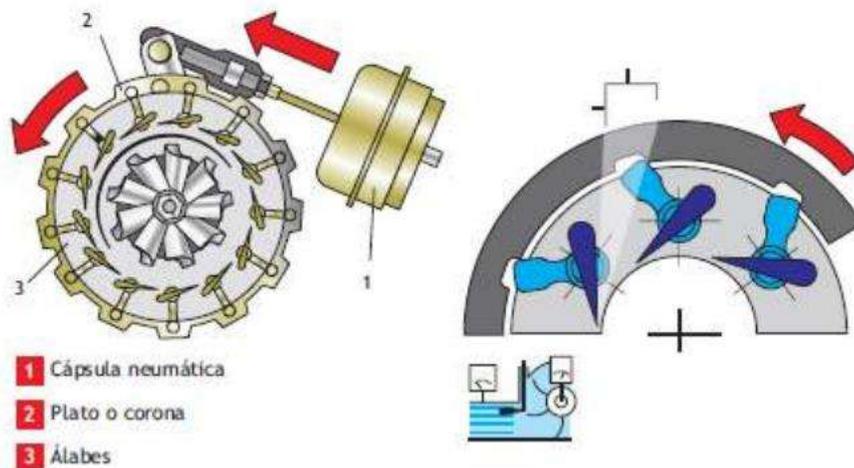


Figura 2.5.1.4 funcionamiento a altos ciclos del motor [19].

#### 2.5.2 Compresor volumétrico

Los compresores volumétricos son accionados mediante el cigüeñal, normalmente por una correa dentada o engranajes, pudiendo conseguir de 10.000 a 15.000 rpm. Se caracterizan por hacer circular el aire a mayor velocidad de la que proporciona la presión atmosférica, creando una acumulación de aire en el colector de admisión y, consecuentemente, una sobrepresión en el mismo [19].

Su principio de funcionamiento se basa en aspirar aire e introducirlo en una cámara que disminuye su volumen. Está compuesto por dos rotores, cada uno de los álabes, con una forma de sección parecida a la de un ocho. Los rotores están conectados por dos ruedas dentadas y giran a la misma velocidad en sentido contrario, produciendo un efecto de bombeo y compresión del aire de forma conjunta (ver Figura 2.5.2.1) [19]:

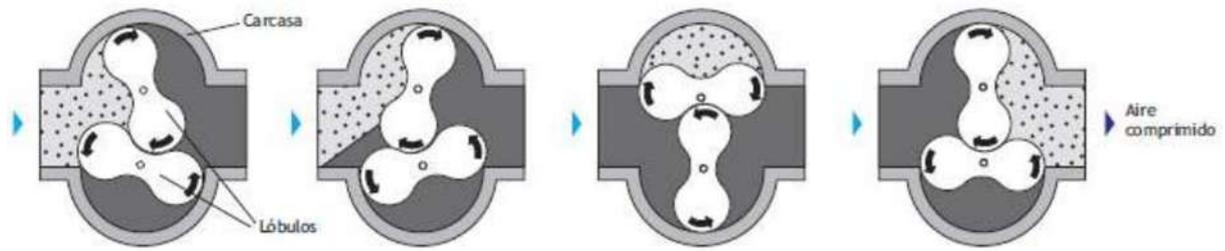


Figura 2.5.2.1 funcionamiento de un compresor roots o volumétrico [48].

En la Figura 2.5.2.2, se puede ver la comparación de potencia y torque entre un motor naftero aspirado (curvas punteadas) y uno con compresor roots (curvas continuas) [19].

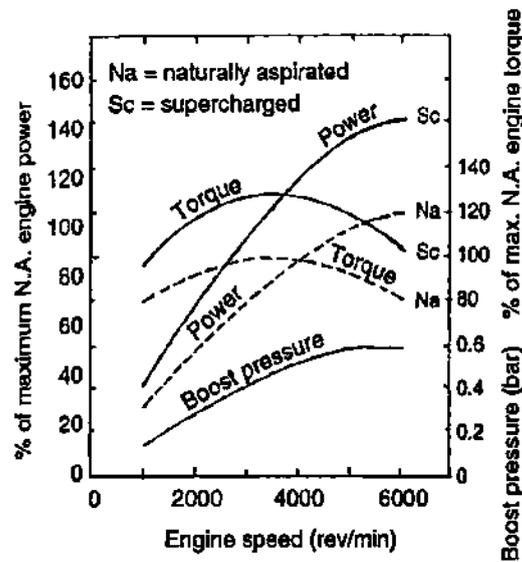


Figura 2.5.2.2 comparación entre motor aspirado y con compresor roots [19].

Este compresor consigue impulsar el aire a mayor velocidad. Además, los rotores no están en contacto el uno con el otro, ni cada uno de ellos con las paredes de la carcasa, siendo baja la estanqueidad del sistema y, por tanto, dando lugar a pequeñas fugas del aire [19].

## 2.6 Motores a hidrogeno.

A diferencia de un automóvil eléctrico, el de pila de combustible no se recarga mediante un enchufe. En su lugar dispone de unos tanques de hidrógeno que mezclan dicho gas con oxígeno para generar la propulsión del vehículo [20].

El proceso electroquímico resultante de mezclar oxígeno e hidrógeno se produce en la pila de combustible y genera energía eléctrica, además de agua. Mientras la electricidad resultante se almacena en las baterías para ir nutriendo el motor, el agua restante, en forma de vapor, se expulsa. Efectivamente, los coches de hidrógeno sólo emiten vapor de agua por el tubo de escape [20].



*Figura 2.6 Localización de motor y depósito de celdas de combustible en un motor a hidrogeno*

### Componentes y sistemas de hidrógeno aplicados a vehículos motorizados

Hay sistemas de hidrógeno que producen gas H<sub>2</sub>O mediante generadores de varios tipos, los más populares son conocidos como celdas seca y húmeda, ambos son adaptables a cualquier tipo de vehículo y clase. No hay dispositivos de compresión ni almacenamiento [21].

La electrolisis es en realidad el proceso inverso y recíproco a la combustión de hidrógeno y oxígeno. Mientras dicha combustión libera energía al combinar hidrógeno y oxígeno para formar agua, la electrolisis se encarga de proporcionar esa misma cantidad de energía para volver a separarlos. Esto hace que el balance energético sea igual a cero, o sea que si se gasta energía del alternador (el cual se obtiene del motor y, por ende, del combustible) para producir la electrolisis y luego el H<sub>2</sub>O obtenido combustiona dentro del motor, la energía desarrollada por el motor sería equivalente a la que se consumió de él mediante la electrolisis [21].

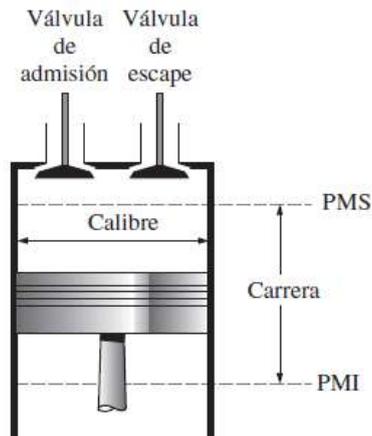
El motor tiene una eficiencia de alrededor del 30%, lo cual se traduce en que solo el 30% de la energía térmica proporcionada por el combustible se convierte en energía mecánica, mientras el restante 70% se dispersa como calor. La eficiencia del alternador ronda el 80%, lo que significa que el 20% de la energía mecánica provista por el motor también se dispersa. Finalmente, una buena y eficiente electrolisis rinde típicamente un 50%, perdiéndose en el proceso la mitad de la energía invertida. Por lo tanto, se requiere más energía para hacer funcionar las células de electrolisis que la que se puede extraer de la combustión de la mezcla resultante de hidrógeno y oxígeno [21].

### 2.7 Breve panorama de las máquinas reciprocantes

A pesar de su simplicidad, la máquina reciprocante (básicamente un dispositivo de cilindro-émbolo) es una de esas raras invenciones que ha probado ser muy versátil y abarcar un amplio rango de aplicaciones. Es la fuente de poder de la vasta mayoría de los

automóviles, camiones, pequeños aviones, barcos y generadores de energía eléctrica, así como de muchos otros dispositivos [22].

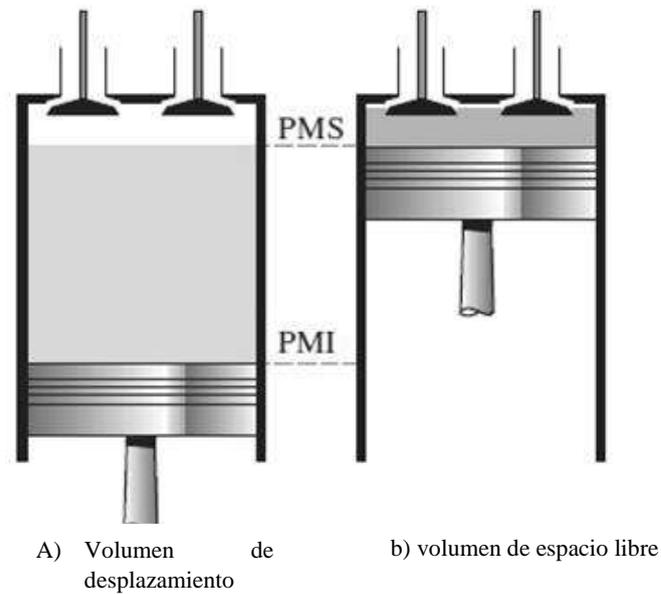
Los componentes básicos de una máquina reciprocante se muestran en la figura 2.12. El émbolo reciprocante en el cilindro se alterna entre dos posiciones fijas llamadas punto muerto superior (PMS) —la posición del émbolo cuando se forma el menor volumen en el cilindro— y punto muerto inferior (PMI) —la posición del émbolo cuando se forma el volumen más grande en el cilindro— [22].



*Figuran 2.12-1 Nomenclaturas para motores de combustión interna [22].*

La distancia entre el PMS y el PMI es la más larga que el émbolo puede recorrer en una dirección y recibe el nombre de carrera del motor. El diámetro del pistón se llama calibre. El aire o una mezcla de aire y combustible se introducen al cilindro por la válvula de admisión, y los productos de combustión se expelen del cilindro por la válvula de escape [22]. El volumen mínimo formado en el cilindro cuando el émbolo está en el PMS se denomina volumen de espacio libre (Fig. 9-11). El volumen desplazado por el émbolo cuando se mueve entre el PMS y el PMI se llama volumen de desplazamiento [22].

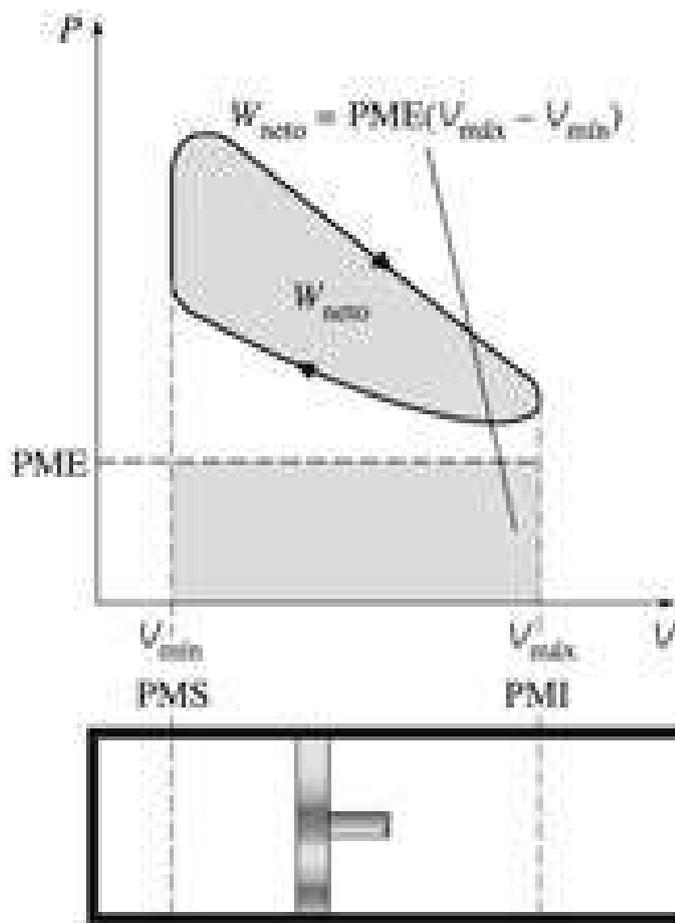
La relación entre el máximo volumen formado en el cilindro y el volumen mínimo (espacio libre) recibe el nombre de relación de compresión  $r$  del motor [22]:



*Figura 2.12.2-2 Volumen de desplazamiento y de espacio libre de un motor recíprocante [22].*

$$r = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}} \quad \text{ec.}(2.7.1)$$

Observe que la relación de compresión es una relación de volumen y no debe confundirse con la relación de presión. Otro término empleado en las máquinas recíprocantes es la presión media efectiva (PME), una presión ficticia que, si actuara sobre el émbolo durante toda la carrera de potencia, produciría la misma cantidad de trabajo neto que el producido durante el ciclo real (Fig. 2.12-3) [22]. Es decir,



*Figure 2.12-3 La salida neta de trabajo de un ciclo es equivalente al producto de la presión media efectiva por el volumen de desplazamiento [22].*

$$W_{\text{neto}} = \text{PME} \times \text{área del émbolo} \times \text{carrera} = \text{PME} \times \text{volumen de desplazamiento}$$

O

$$\text{PME} = \frac{W_{\text{neto}}}{V_{\text{max}} - V_{\text{min}}} = \frac{w_{\text{neto}}}{v_{\text{max}} - v_{\text{min}}} \quad \text{ec.(2.7.2)}$$

La presión media efectiva puede ser usada como parámetro para comparar el desempeño de máquinas reciprocantes de igual tamaño. La máquina que tiene un valor mayor de PME entregará más trabajo neto por ciclo y por lo tanto se desempeñará mejor [22].

Las máquinas reciprocantes se clasifican como máquinas de encendido (ignición) por chispa (ECH) o máquinas de encendido (ignición) por compresión (ECOM), según como se inicie el proceso de combustión en el cilindro. En las máquinas ECH, la combustión de la mezcla de aire y combustible se inicia con una chispa en la bujía, mientras que en las ECOM la mezcla de aire y combustible se auto-enciende como resultado de comprimirla arriba de su temperatura de autoencendido. En las siguientes dos secciones

se estudian los ciclos de Otto y Diesel, los cuales son los ciclos ideales para las máquinas reciprocantes ECH y ECOM, respectivamente [22].

## 2.8 Ciclo de otto: el ciclo ideal para las máquinas de encendido por chispa

El ciclo de Otto es el ciclo ideal para las máquinas reciprocantes de encendido por chispa. Recibe ese nombre en honor a Nikolaus A. Otto, quien, en 1876, en Alemania, construyó una exitosa máquina de cuatro tiempos utilizando el ciclo propuesto por el francés Beau de Rochas en 1862. En la mayoría de las máquinas de encendido por chispa el émbolo ejecuta cuatro tiempos completos (dos ciclos mecánicos) dentro del cilindro, y el cigüeñal completa dos revoluciones por cada ciclo termodinámico. Estas máquinas son llamadas máquinas de combustión interna de cuatro tiempos. Un diagrama esquemático de cada tiempo, así como el diagrama P-v para una máquina real de encendido por chispa de cuatro tiempos se presenta en la figura 2-13-1a) [22].

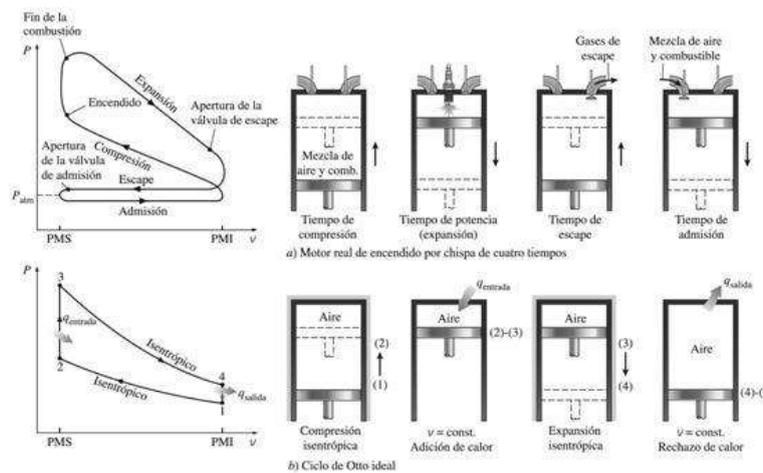


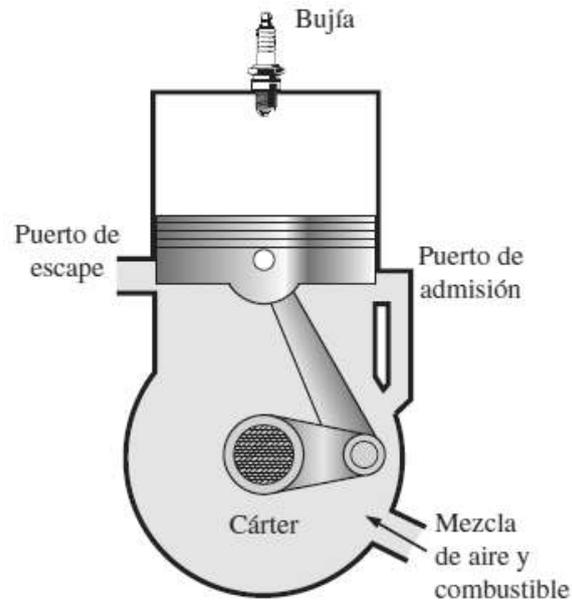
Figure 2-13-1 Ciclos real e ideal en motores de encendido por chispa y sus diagramas P-v [22].

Inicialmente, tanto la válvula de admisión como la de escape están cerradas y el émbolo se encuentra en su posición más baja (PMI). Durante la carrera de compresión, el émbolo se mueve hacia arriba y comprime la mezcla de aire y combustible. Un poco antes de que el émbolo alcance su posición más alta (PMS), la bujía produce una chispa y la mezcla se enciende, con lo cual aumenta la presión y la temperatura del sistema. Los gases de alta presión impulsan al émbolo hacia abajo, el cual a su vez obliga a rotar al cigüeñal, lo que produce una salida de trabajo útil durante la carrera de expansión o carrera de potencia [22].

Al final de esta carrera, el émbolo se encuentra en su posición más baja (la terminación del primer ciclo mecánico) y el cilindro se llena con los productos de la combustión. Después el émbolo se mueve hacia arriba una vez más y evacua los gases de escape por la válvula de escape (carrera de escape), para descender por segunda vez extrayendo una mezcla fresca de aire y combustible a través de la válvula de admisión (carrera de

admisión). Observe que la presión en el cilindro está un poco arriba del valor atmosférico durante la carrera de escape y un poco abajo durante la carrera de admisión [22].

En las máquinas de dos tiempos, las cuatro funciones descritas anteriormente se ejecutan sólo en dos tiempos: el de potencia y el de compresión. En estas máquinas el cárter se sella y el movimiento hacia fuera del émbolo se emplea para presurizar ligeramente la mezcla de aire y combustible en el cárter, como se muestra en la figura 2.13-2. [22].



*Figura 2.13-2 Diagrama esquemático de un motor recíprocante de dos tiempos [22].*

Además, las válvulas de admisión y de escape se sustituyen por aberturas en la porción inferior de la pared del cilindro. Durante la última parte de la carrera de potencia, el émbolo descubre primero el puerto de escape permitiendo que los gases de escape sean parcialmente expelidos, entonces se abre el puerto de admisión permitiendo que la mezcla fresca de aire y combustible se precipite en el interior e impulse la mayor parte de los gases de escape restantes hacia fuera del cilindro. Esta mezcla es entonces comprimida cuando el émbolo se mueve hacia arriba durante la carrera de compresión y se enciende subsecuentemente mediante una bujía [22].

Las máquinas de dos tiempos son generalmente menos eficientes que sus contrapartes de cuatro tiempos, debido a la expulsión incompleta de los gases de escape y la expulsión parcial de la mezcla fresca de aire y combustible con los gases de escape. Sin embargo, son más sencillas y económicas y tienen altas relaciones entre potencia y peso, así como entre potencia y volumen, lo cual las hace más adecuadas en aplicaciones que requieren tamaño y peso pequeños como motocicletas, sierras de cadena y podadoras de pasto [22].

Los avances en varias tecnologías —como la inyección directa de combustible, la combustión de carga estratificada y los controles electrónicos— han renovado el interés en las máquinas de dos tiempos porque ofrecen un alto rendimiento y mayor economía de combustible, al mismo tiempo que pueden satisfacer los futuros y más estrictos requerimientos sobre emisiones contaminantes [22].

Para determinados peso y desplazamiento, un motor de dos tiempos bien diseñado puede brindar significativamente más potencia que su contraparte de cuatro tiempos porque producen potencia en cada revolución de la máquina en lugar de producirla en una sí y en otra no. En los nuevos motores de dos tiempos, el rocío de combustible altamente atomizado que se inyecta dentro de la cámara de combustión al final de la carrera de compresión permite que el combustible se quemara de manera mucho más completa. Este combustible se rocía después de que la válvula de escape se cierra, lo que evita que el combustible no quemado sea emitido a la atmósfera. Con la combustión estratificada, la flama que se inicia al encender una pequeña cantidad de una rica mezcla de combustible y aire cerca de la bujía, se propaga por la cámara de combustión llena con una mezcla escasa de combustible, lo cual origina una combustión mucho más limpia. Asimismo, el avance en la electrónica hace posible asegurar la operación óptima bajo condiciones variables de carga y velocidad del motor [22].

Las principales compañías de automóviles realizan programas de investigación para motores de dos tiempos que se espera que vuelvan a aparecer en el futuro cercano [22].

El análisis termodinámico de los ciclos reales de cuatro y dos tiempos antes descritos no es una tarea simple. Sin embargo, el análisis puede simplificarse de manera significativa si se utilizan las suposiciones de aire estándar, ya que el ciclo que resulta y que es parecido a las condiciones de operación reales es el ciclo de Otto ideal, el cual se compone de cuatro procesos reversibles internamente [22]:

1-2 Compresión isentrópica

2-3 Adición de calor a volumen constante

3-4 Expansión isentrópica

4-1 Rechazo de calor a volumen constante

La ejecución del ciclo de Otto en un dispositivo de émbolo y cilindro junto a un diagrama P-v se ilustra en la figura (2-13-1b).

El diagrama T-s del ciclo de Otto se presenta en la figura 2.13-3.

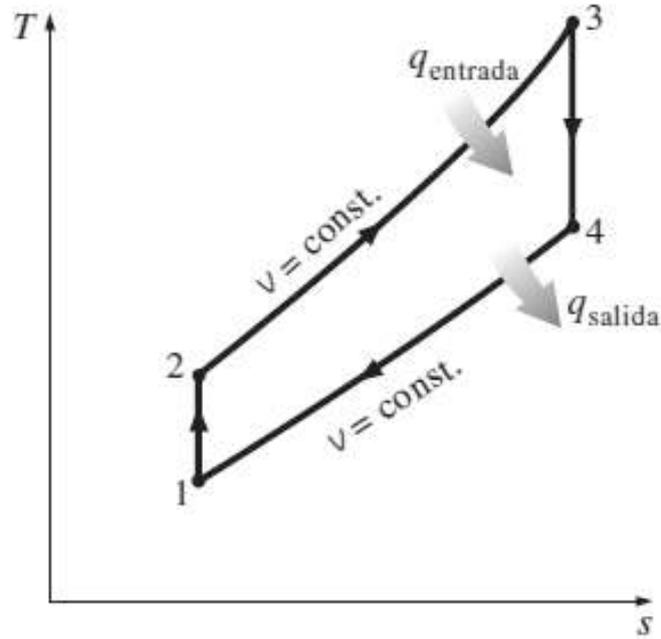


Figura 2.13-3 Diagrama T-s para el ciclo de Otto [22].

El ciclo de Otto se ejecuta en un sistema cerrado, y sin tomar en cuenta los cambios en las energías cinética y potencial, el balance de energía para cualquiera de los procesos se expresa, por unidad de masa, como [22]:

$$(q_{\text{entrada}} - q_{\text{salida}}) + (w_{\text{entrada}} - w_{\text{salida}}) = \Delta u \quad (\text{kJ/kg}) \quad \text{ec. (2.8.1)}$$

No hay trabajo involucrado durante los dos procesos de transferencia de calor porque ambos toman lugar a volumen constante. Por lo tanto, la transferencia de calor hacia y desde el fluido de trabajo puede expresarse como [22]:

$$q_{\text{entrada}} = u_3 - u_2 = c_v (T_3 - T_2) \quad \text{ec. (2.8.2)}$$

Y

$$q_{\text{salida}} = u_4 - u_1 = c_v (T_4 - T_1) \quad \text{ec. (2.8.3)}$$

Entonces, la eficiencia térmica del ciclo de Otto ideal supuesto para el aire estándar frío es

$$\eta_{\text{ter,ciclo}} = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)} \quad \text{ec. (2.8.4)}$$

Los procesos 1-2 y 3-4 son isentrópicos, y  $v_2 = v_3$  y  $v_4 = v_1$ . Por lo tanto,

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{K-1} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{K-1} = \frac{T_4}{T_3} \quad \text{ec. (2.8.5)}$$

Sustituyendo estas ecuaciones en la relación de la eficiencia térmica y simplificando, se obtiene [22].

$$\eta_{\text{Ter,otto}} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \quad \text{ec. (2.8.6)}$$

Donde

$$r = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{v_1}{v_2} \quad (2.8.7)$$

Que es la relación de compresión, y  $k$  es la relación de calores específicos  $c_p/c_v$ .

En la ecuación 9-8 se muestra que, bajo las suposiciones de aire estándar frío, la eficiencia térmica de un ciclo de Otto ideal depende de la relación de compresión de la máquina y de la relación de calores específicos del fluido de trabajo [22].

La eficiencia térmica del ciclo de Otto ideal aumenta tanto con la relación de compresión como con la relación de calores específicos. Esto también es cierto para las máquinas de combustión interna reales de encendido por chispa. Una gráfica de la eficiencia térmica contra la relación de compresión se presenta en la figura 9-17 para  $k = 1.4$ , el cual es el valor de la relación de calores específicos del aire a temperatura ambiente. Para una relación de compresión dada, la eficiencia térmica de una máquina real de encendido por chispa será menor que la de un ciclo de Otto ideal debido a irreversibilidades como la fricción y a otros factores, como la combustión incompleta [22].

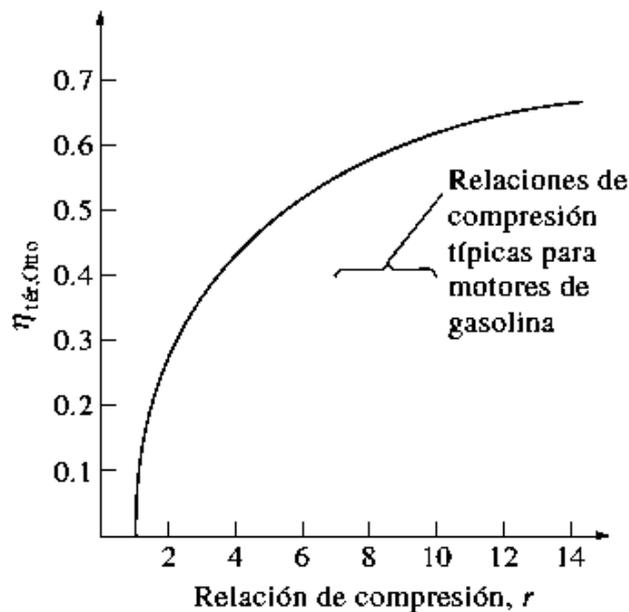


Figura 2.13-4 La eficiencia térmica de un ciclo de Otto ideal como una función de la relación de compresión ( $k = 1.4$ ) [22].

En la figura 2.13-4 es posible ver que la curva de la eficiencia térmica está más inclinada a relaciones de compresión bajas, pero se nivela a partir de un valor de relación de compresión aproximadamente de 8. Por consiguiente, el aumento en la eficiencia térmica con la relación de compresión no es tan pronunciado en relaciones de compresión elevadas. Asimismo, cuando se emplean altas relaciones de compresión, la temperatura de la mezcla de aire y combustible se eleva por encima de la temperatura de autoencendido del combustible (temperatura a la que el combustible se enciende sin la ayuda de una chispa) durante el proceso de combustión, con lo que causa un temprano y rápido quemado del combustible en algún punto o puntos delanteros de la frente de la flama, seguido por una combustión casi instantánea del gas remanente [22].

Este encendido prematuro del combustible, denominado autoencendido, produce un ruido audible que recibe el nombre de golpeteo del motor o cascabeleo. El autoencendido en las máquinas de encendido por chispa no puede tolerarse debido a que perjudica el desempeño y puede dañar la máquina [22]. El requerimiento de que el autoencendido no deba permitirse impone un límite superior en las relaciones de compresión que pueden usarse en las máquinas de combustión interna de encendido por chispa [22].

Las mejoras en la eficiencia térmica de máquinas de gasolina mediante el uso de relaciones de compresión más altas (hasta aproximadamente 12) sin que se enfrenten problemas de autoencendido, ha sido posible usando mezclas de gasolina que tienen buenas características de antidetonante, como la gasolina mezclada con tetraetilo de plomo. El tetraetilo de plomo se ha agregado a la gasolina desde 1920 debido a que es el método más económico para elevar el índice de octano u octanaje, que es una medida de la resistencia de un combustible al golpeteo del motor. Sin embargo, la gasolina con plomo tiene un efecto colateral muy indeseable: forma compuestos durante el proceso de combustión que contaminan el ambiente y son muy peligrosos para la salud. En un esfuerzo por combatir la contaminación del aire, a mediados de la década de 1970, el gobierno de Estados Unidos adoptó una política que originó la discontinuación eventual de la gasolina con plomo. Imposibilitados de emplear plomo, las refinadoras desarrollaron técnicas más elaboradas para mejorar las características antidetonantes de la gasolina. La mayor parte de los automóviles fabricados a partir de 1975 se han diseñado para usar gasolina sin plomo, y las relaciones de compresión se han reducido para evitar el golpeteo del motor. La disponibilidad de combustibles de alto octano hizo posible elevar nuevamente las proporciones de compresión en los años recientes [22].

También, gracias a mejoras en otras áreas (reducción en el peso total del automóvil, diseño aerodinámico mejorado, etc.) los automóviles actuales ofrecen una mejor economía de combustible y en consecuencia permiten recorrer más kilómetros por litro de combustible. Esto es un ejemplo de cómo las decisiones de ingeniería implican compromisos, y la eficiencia es únicamente una de las consideraciones en el diseño final [22].

El segundo parámetro que afecta la eficiencia térmica de un ciclo de Otto ideal es la relación de calores específicos  $k$ . Para una relación de compresión dada, un ciclo de Otto ideal que emplea un gas monoatómico (como argón o helio,  $k = 1.667$ ) como fluido de trabajo tendrá la eficiencia térmica más alta [22]. La relación de calores específicos  $k$ , y por lo tanto la eficiencia térmica de un ciclo de Otto ideal, disminuye cuando las moléculas del fluido de trabajo son más grandes (Fig. 2.13-5). A temperatura ambiente, este valor es de 1.4 para el aire, de 1.3 para el dióxido de carbono y de 1.2 para el etano. El fluido de trabajo en máquinas reales contiene moléculas más grandes, como dióxido de carbono, y la relación de calores específicos disminuye con la temperatura, la cual es una de las razones por las que los ciclos reales tienen eficiencias térmicas más bajas que el ciclo de Otto ideal. La eficiencia térmica de máquinas reales de encendido por chispa varía de aproximadamente 25 a 30 por ciento [22].

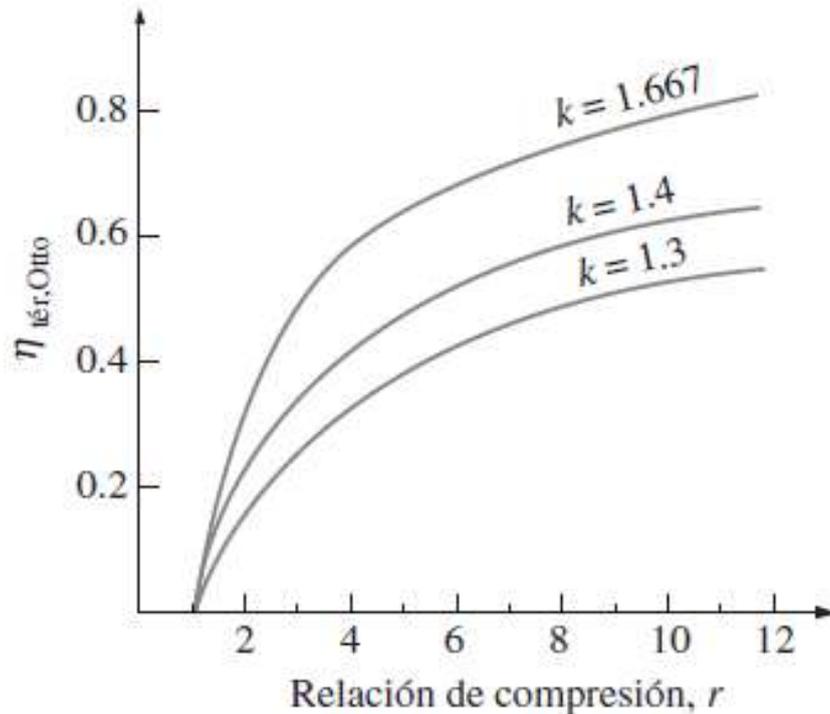
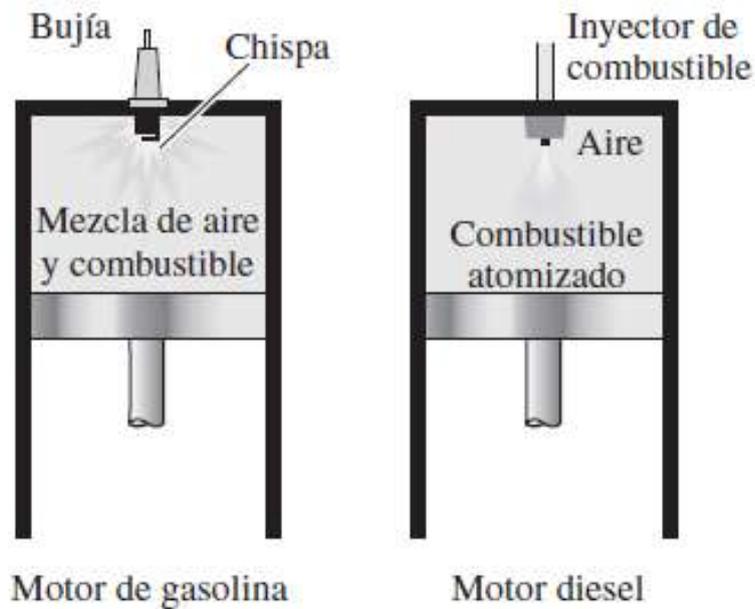


Figura 2.13-5 La eficiencia térmica del ciclo de Otto aumenta con la relación de calores específicos  $k$  del fluido de trabajo. La eficiencia térmica del ciclo de Otto aumenta con la relación de calores específicos  $k$  del fluido de trabajo [22].

## 2.9 Ciclo diesel: el ciclo ideal para las máquinas de encendido por compresión

El ciclo Diesel es el ciclo ideal para las máquinas reciprocantes ECOM. El motor ECOM, por primera vez propuesto por Rudolph Diesel en la década de 1890, es muy similar al motor ECH estudiado en la última sección; la diferencia principal está en el método de inicio de la combustión. En los motores de encendido por chispa (conocidos también como motores de gasolina), la mezcla de aire y combustible se comprime hasta una temperatura inferior a la temperatura de autoencendido del combustible y el proceso de combustión se inicia al encender una bujía. En los motores ECOM (también conocidos como motores diesel) el aire se comprime hasta una temperatura que es superior a la temperatura de autoencendido del combustible, y la combustión inicia al contacto, cuando el combustible se inyecta dentro de este aire caliente. Por lo tanto, en los motores diesel la bujía y el carburador son sustituidos por un inyector de combustible (Fig. 2.14-1) [22].



*Figure 2.14-1 En los motores diésel la bujía se reemplaza por un inyector de Combustible, y sólo se comprime el aire durante el proceso de compresión [22].*

En los motores de gasolina, una mezcla de aire y combustible se comprime durante la carrera de compresión, mientras que las relaciones de compresión están limitadas por el comienzo del autoencendido o el golpeteo del motor. En los diesel, solamente el aire se comprime durante la carrera de compresión, eliminando la posibilidad de autoencendido. Por lo tanto, los motores diesel pueden ser diseñados para operar a relaciones de compresión mucho más altas, generalmente entre 12 y 24. No tener el problema del autoencendido conlleva otro beneficio: muchos de los exigentes requerimientos impuestos a la gasolina pueden ser eliminados, de manera que los combustibles menos refinados (y por lo tanto menos costosos) pueden utilizarse en los motores diesel [22].

El proceso de inyección de combustible en los motores diesel empieza cuando el émbolo se aproxima al PMS y continúa durante la primera parte de la carrera de potencia. Por lo tanto, en estos motores el proceso de combustión sucede durante un periodo más largo. Debido a esta mayor duración, el proceso de combustión en el ciclo Diesel ideal se obtiene como un proceso de adición de calor a presión constante. De hecho, éste es el único proceso donde los ciclos de Otto y Diesel difieren. Los tres procesos restantes son los mismos para ambos ciclos ideales [22].

Es decir, el proceso 1-2 es una compresión isentrópica, el 2-3 adición de calor a presión constante, el 3-4 una expansión isentrópica y el 4-1 un rechazo de calor a volumen constante. La similitud entre los dos ciclos es también evidente en los diagramas P-v y T-s del ciclo Diesel, mostrado en la figura 2.14-2. Si se observa que el ciclo Diesel se ejecuta en un dispositivo de émbolo y cilindro, que forma un sistema cerrado, la cantidad de calor añadida al fluido de trabajo a presión constante y rechazada por éste a volumen constante puede expresarse como [22]:

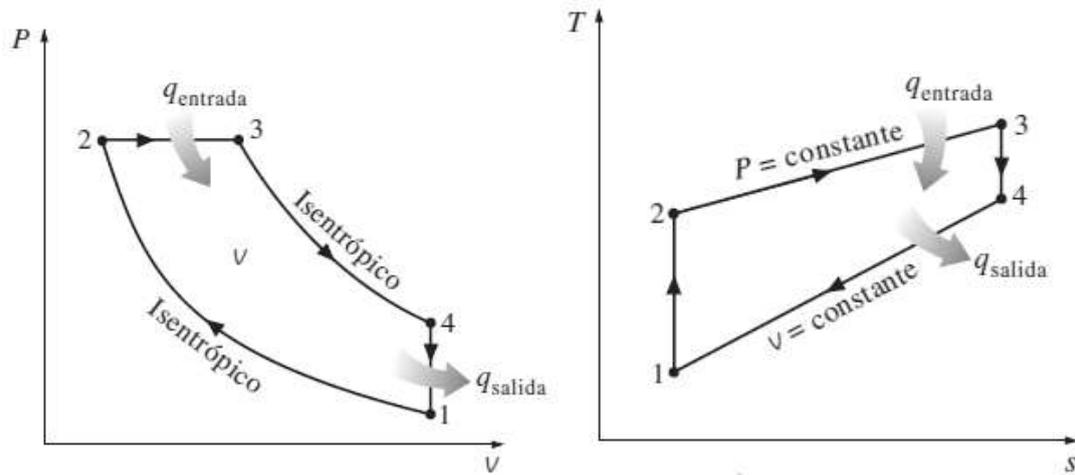


Figura 2.14-2 Diagrama P-V Y diagrama T-S para el ciclo diésel [22].

$$q_{\text{entrada}} - W_{b, \text{salida}} = U_3 - U_2$$

$$q_{\text{entrada}} = P_2 (V_3 - V_2) + (U_3 - U_2) = h_3 - h_2 = cp (T_3 - T_2) \quad \text{ec. (2.9.1)}$$

Y

$$-q_{\text{salida}} = (U_1 - U_4) \quad q_{\text{salida}} = (U_4 - U_1) = cv (T_4 - T_1) \quad \text{ec. (2.9.2)}$$

Entonces, la eficiencia térmica de un ciclo Diésel ideal bajo las suposiciones de aire estándar frío se vuelve [22].

$$\eta_{\text{ter. diesel}} = \frac{W_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{K(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 (T_4/T_1 - 1)}{KT_2 (T_3/T_2 - 1)} \quad \text{ec. (2.9.3)}$$

Ahora se define una nueva cantidad, la relación de corte de admisión  $r_c$ , como la relación de los volúmenes del cilindro antes y después del proceso de combustión [22]:

$$r_c = \frac{V_3}{V_2} = \frac{v_3}{v_2} \quad \text{ec. (2.9.4)}$$

Al usar esta definición y las relaciones de gas ideal isentrópica para los procesos

1-2 y 3-4, la relación de la eficiencia térmica se reduce a:

$$\eta_{\text{ter. diesel}} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \left[ \frac{r_c^k - 1}{k(r_c - 1)} \right] \quad \text{ec. (2.9.5)}$$

Donde  $r$  es la relación de compresión. Si se observa cuidadosamente la ecuación 9-12, se notará que bajo las suposiciones de aire estándar frío la eficiencia de un ciclo Diésel difiere de la de un ciclo de Otto por la cantidad que está entre paréntesis, la cual siempre es mayor que 1 [22]. Por lo tanto,

$$\eta_{\text{ter, otto}} > \eta_{\text{ter. diesel}}$$

Cuando ambos ciclos operan a la misma relación de compresión. Asimismo, cuando la relación de corte de admisión disminuye, la eficiencia del ciclo Diesel aumenta (Fig. 2.14-3). [22].

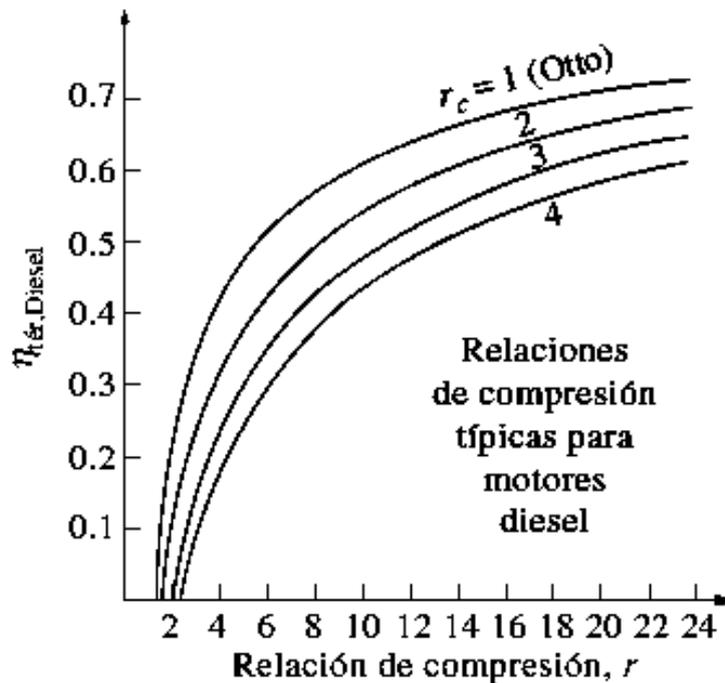


Figura 2.14-3 Eficiencia térmica del ciclo Diésel ideal como una función de las relaciones de compresión y de cierre de admisión ( $k = 1.4$ ) [22].

Para el caso límite de  $r_c = 1$ , la cantidad entre paréntesis se vuelve la unidad, y las eficiencias de los ciclos de Otto y Diesel se vuelven idénticas. Recuerde, sin embargo, que los motores diesel operan con relaciones de compresión mucho más altas, por lo que suelen ser más eficientes que los de encendido por chispa (gasolina). Los motores diesel también queman el combustible de manera más completa, ya que usualmente operan a menores revoluciones por minuto y la relación de masa de aire y combustible es mucho mayor que en los motores de encendido por chispa. Las eficiencias térmicas de los motores diesel varían aproximadamente entre 35 y 40 por ciento [22].

La mayor eficiencia y el menor costo de combustible de los motores diesel los convierte en la opción más indicada para aplicaciones que requieren cantidades relativamente grandes de potencia, como los motores de locomotoras, las unidades de generación de electricidad de emergencia, grandes barcos y pesados camiones. Un ejemplo de qué tan grande puede ser un motor diesel es el de 12 cilindros construido en 1964 por la corporación italiana Fiat, el cual tenía una salida de potencia normal de 25 200 hp (18.8 MW) a 122 rpm, un diámetro del cilindro de 90 cm y una carrera de 91 cm [22].

En los motores de ignición y compresión de alta velocidad, se inyecta combustible en la cámara de combustión con una rapidez mucho mayor en comparación con los primeros motores diesel. El combustible inicia su ignición en una etapa avanzada del ciclo de compresión y, en consecuencia, parte de la combustión tiene lugar casi a volumen constante. La inyección de combustible continúa hasta que el pistón alcanza el centro muerto superior, y la combustión del combustible mantiene alta la presión hasta bien

entrado el ciclo de expansión. Así, el proceso completo de combustión se puede modelar mejor como la combinación de procesos a volumen constante y a presión constante. El ciclo ideal basado en este concepto recibe el nombre de ciclo dual y su diagrama P-v se presenta en la figura 2.14-4. Las cantidades relativas de calor transferido durante cada proceso pueden ajustarse para asemejar al ciclo real con mayor exactitud. Observe que tanto el ciclo de Otto como el Diesel pueden obtenerse como casos especiales del ciclo dual. El ciclo Dual es un modelo más realista que el ciclo diesel para representar motores modernos de alta velocidad encendidos por compresión [22].

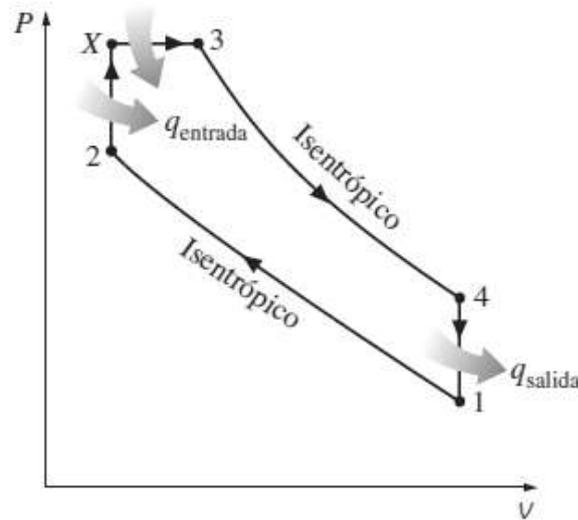
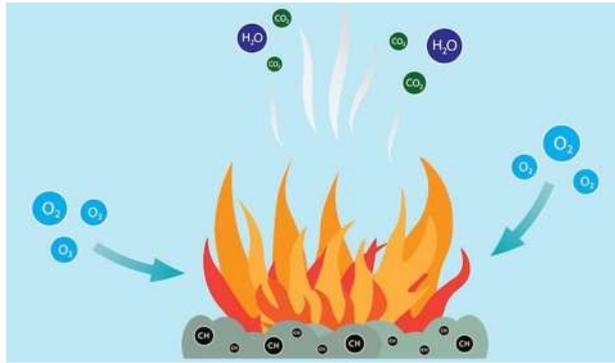


Figura 2.14-4; Diagrama P-V para el ciclo DUAL ideal [2].

## 2.10 Combustión

La combustión es un tipo de reacción química exotérmica. Puede involucrar materia en estado gaseoso o en estado heterogéneo (líquido-gaseoso o sólido-gaseoso). Genera luz y calor y se produce de manera más o menos rápida.

Tradicionalmente, la combustión se entiende como un proceso de oxidación rápida de ciertos elementos combustibles, o sea, constituidos principalmente por hidrógeno, carbono y a veces azufre. Además, necesariamente tiene lugar en presencia de oxígeno [23]. Dan como resultado otras sustancias gaseosas y sólidas, como el dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ) y el vapor de agua, o los residuos sólidos del combustible (la sustancia consumida en la reacción) y del comburente (la sustancia que propicia la reacción), de acuerdo siempre a su naturaleza química [23]. De este modo, aunque en la imagen tradicional de la combustión haya siempre fuego involucrado, es posible que este no se genere, dado que no es más que una forma de plasma (gas ionizado) fruto de la liberación de calor de la reacción química [23].



*Figura 2-18 reacción química de la combustión. [23]*

La combustión siempre da como resultado CO<sub>2</sub>, vapor de agua, energía y otro compuesto. Las combustiones son un tipo de reacción redox, es decir, reducción-oxidación. Esto significa que en ellas un material se oxida (pierde electrones), mientras que el otro se reduce (gana electrones) [51]. En el caso de la combustión, el agente oxidante (oxígeno) obtiene electrones del agente reductor (combustible), o lo que es lo mismo, entre el comburente y el combustible [23].

Existen tres tipos de combustión, que son los siguientes:

- Combustión completa o perfecta. Aquellas reacciones en las que se oxida (consume) totalmente el material combustible, y se generan otros compuestos oxigenados, como son el dióxido de carbono, dióxido de azufre o vapor de agua.
- Combustión estequiométrica o neutra. Se denomina así a las combustiones completas ideales, que emplean las cantidades justas de oxígeno para su reacción y que ocurren, por lo general, únicamente en el ambiente controlado de un laboratorio.
- Combustión incompleta. Aquellas en que aparecen compuestos a medio oxidar (llamados también inquemados o HC) de los gases de combustión, tales como el monóxido de carbono (CO), hidrógeno, partículas de carbono, etcétera [23].

### 3 Transferencia de calor

#### 3.1 Ecuación de la conducción de calor

La transferencia de calor tiene dirección y magnitud. La transferencia de calor por conducción en una dirección específica es proporcional al gradiente de temperatura, el cual es la razón del cambio de la temperatura con respecto a la distancia, en esa dirección. En general, la conducción de calor en un medio es tridimensional y depende del tiempo, y la temperatura en un medio varía con la posición y con el tiempo; es decir,  $T(x, y, z, t)$ . Se dice que la conducción en un medio es estacionaria cuando la temperatura no varía con el tiempo, y no estacionaria o transitoria, cuando lo hace. Se dice que la conducción de calor en un medio es unidimensional cuando la transferencia de calor por conducción es significativa sólo en una dimensión y despreciable en las otras dos direcciones primarias, bidimensional cuando la conducción en la tercera dimensión es despreciable y tridimensional cuando la conducción en todas las dimensiones es significativa [24].

Aun cuando la transferencia de calor y la temperatura están íntimamente relacionadas, son de naturaleza diferente. A diferencia de la temperatura, la transferencia de calor tiene dirección, así como magnitud y, por tanto, es una cantidad vectorial, Por consiguiente, se debe especificar tanto la dirección como la magnitud con el fin de describir por completo la transferencia de calor en un punto [24].

#### 3.2 Transferencia de calor estacionaria en comparación con la transferencia transitoria

Los problemas de transferencia de calor a menudo se clasifican como estacionarios (también llamados estables) o transitorios (también llamados no estables o no estacionarios). El término estacionario implica que no hay cambio con el tiempo en cualquier punto dentro del medio, en tanto que transitorio implica variación con el tiempo o dependencia con respecto al tiempo. Por lo tanto, la temperatura o el flujo de calor permanecen inalterados con el transcurso del tiempo durante la transferencia de calor estacionaria a través de un medio, en cualquier ubicación, aunque las dos cantidades pueden variar de una ubicación a otra. Por ejemplo, la transferencia de calor a través de las paredes de una casa será estacionaria cuando las condiciones en el interior de ella y en el exterior permanezcan constantes durante varias horas [24].

Pero incluso en este caso, las temperaturas sobre las superficies interior y exterior de la pared serán diferentes, a menos que las temperaturas dentro y fuera de la casa sean iguales. Por otra parte, el enfriamiento de una manzana en un refrigerador es un proceso transitorio de transferencia de calor, ya que la temperatura en cualquier punto fijo dentro de esa manzana cambiará con el tiempo mientras se produce el enfriamiento [24].

#### 3.3 Transferencia de calor multidimensional

Los problemas de transferencia de calor también se clasifican como unidimensionales, bidimensionales o tridimensionales, dependiendo de las magnitudes relativas de las razones de transferencia en las diferentes direcciones y del nivel de exactitud deseado. En el caso más general la transferencia de calor a través de un medio es tridimensional. Es decir, la temperatura varía a lo largo de las tres direcciones primarias dentro del medio durante el proceso de transferencia de calor. En este caso general, la distribución de

temperatura de uno a otro lado del medio en un momento específico, así como la razón de la transferencia de calor en cualquier ubicación se pueden describir por un conjunto de tres coordenadas, tales como  $x$ ,  $y$  y  $z$ , en el sistema de coordenadas rectangulares (o cartesianas), la  $r$ ,  $\phi$  y  $z$ , en el sistema de coordenadas cilíndricas, y la  $r$ ,  $\phi$  y  $\theta$ , en el sistema de coordenadas esféricas (o polares). En este caso, la distribución de temperatura se expresa como  $T(x, y, z, t)$ ,  $T(r, \phi, z, t)$  y  $T(r, \phi, \theta, t)$ , en los respectivos sistemas de coordenadas [24].

La razón de la transferencia de calor a través de un medio en una dirección específica (por ejemplo, en la dirección  $x$ ) es proporcional a la diferencia de temperatura entre uno y otro lado del medio y al área perpendicular a la dirección de la transferencia de calor, pero es inversamente proporcional a la distancia en esa dirección. Esto se expresó en forma diferencial por la ley de Fourier de la conducción del calor en forma unidimensional [24], como:

$$\dot{Q}_{cond} = -KA \frac{dT}{dx} \quad (W) \quad \text{ec.(3.3.1)}$$

Donde  $k$  es la conductividad térmica del material, que es una medida de la capacidad del material para conducir el calor y  $dT/dx$  es el gradiente de temperatura, es decir, la pendiente de la curva de temperatura sobre un diagrama  $T-x$  [24].

El calor es conducido en la dirección de la temperatura decreciente y, por tanto, el gradiente de temperatura es negativo cuando el calor es conducido en la dirección positiva de  $x$  [24].

Con el fin de obtener una relación general para la ley de Fourier de la conducción del calor, considere un medio en el cual la distribución de temperatura es tridimensional. El vector de flujo de calor en un punto  $P$  sobre esta superficie debe ser perpendicular a ella y debe apuntar en la dirección de la temperatura decreciente. Si  $n$  es la normal a la superficie isotérmica en el punto  $P$ , la razón de la conducción de calor en ese punto se puede expresar por la ley de Fourier como: [24].

$$\dot{Q}_n = -KA \frac{\partial T}{\partial n} \quad (w) \quad \text{ec.(3.3.2)}$$

En coordenadas rectangulares el vector de conducción del calor se puede expresar en términos de sus componentes como:

$$\vec{\dot{Q}}_n = \dot{Q}_x \vec{i} + \dot{Q}_y \vec{j} + \dot{Q}_z \vec{k} \quad \text{ec.(3.3.3)}$$

En donde  $\vec{i}$ ,  $\vec{j}$ ,  $\vec{k}$  son los vectores unitarios, Y  $\dot{Q}_x$ ,  $\dot{Q}_y$  y  $\dot{Q}_z$  son las magnitudes de las razones de transferencia de calor en las direcciones  $x$ ,  $y$  y  $z$ , las cuales una vez más se pueden determinar a partir de la ley de Fourier como: [24].

$$\dot{Q}_x = -KA_x \frac{\partial T}{\partial x}, \quad \dot{Q}_y = -KA_y \frac{\partial T}{\partial y} \quad \text{y} \quad \dot{Q}_z = -KA_z \frac{\partial T}{\partial z} \quad \text{ec.(3.3.4)}$$

Aquí,  $A_x$ ,  $A_y$  y  $A_z$  son las áreas de conducción del calor normales a las direcciones  $x$ ,  $y$  y  $z$ , respectivamente. La mayor parte de los materiales de ingeniería son de naturaleza isotrópica y, por tanto, tienen las mismas propiedades en todas direcciones. [24].

### 3.4 Ecuación de la conducción de calor en una pared plana grande

Considere un elemento delgado de espesor  $\Delta x$  en una pared plana grande. Suponga que la densidad de la pared es  $\rho$ , el calor específico es  $C$  y el área de la pared perpendicular a la dirección de transferencia de calor es  $A$ . Un *balance de energía* sobre este elemento delgado, durante un pequeño intervalo de tiempo  $\Delta t$ , se puede expresar como: [24].

$$\left( \begin{array}{c} \text{Razon de} \\ \text{conduccion} \\ \text{del calor en } x \end{array} \right) - \left( \begin{array}{c} \text{Razon de} \\ \text{conduccion del} \\ \text{calor en } x + \Delta x \end{array} \right) + \left( \begin{array}{c} \text{Velocidad de} \\ \text{generacion} \\ \text{de calor en} \\ \text{el interior del} \\ \text{elemento} \end{array} \right) = \left( \begin{array}{c} \text{Razón de} \\ \text{cambio del} \\ \text{contenido de} \\ \text{energía del} \\ \text{elemento} \end{array} \right)$$

O bien,

$$\dot{Q}_x - \dot{Q}_{x+\Delta x} + \dot{E}_{gen,elemento} = \frac{\Delta E_{elemento}}{\Delta t} \quad \text{ec.(3.4.1)}$$

Pero el cambio en el contenido de energía interna del elemento y la velocidad de generación de calor dentro del elemento se pueden expresar como:

$$\Delta E_{elemento} = E_{t+\Delta t} - E_t = mc(T_{t+\Delta t} - T_t) = \rho c A \Delta x (T_{t+\Delta t} - T_t) \quad \text{ec.(3.4.2)}$$

$$\dot{E}_{gen,elemento} = \dot{e}_{gen} V_{elemento} = \dot{e}_{gen} A \Delta x \quad \text{ec.(3.4.3)}$$

Al sustituir la ecuación 3.4.1, se obtiene,

$$\dot{Q}_x - \dot{Q}_{x+\Delta x} + \dot{e}_{gen} A \Delta x = \rho c A \Delta x \frac{(T_{t+\Delta t} - T_t)}{\Delta t} \quad \text{ec.(3.4.4)}$$

Al dividir entre  $A \Delta x$  se obtiene:

$$-\frac{1}{A} \frac{\dot{Q}_{x+\Delta x} - \dot{Q}_x}{\Delta x} + \dot{e}_{gen} = \rho c \frac{T_{t+\Delta t} - T_t}{\Delta t} \quad \text{ec.(3.4.5)}$$

Al tomar el límite cuando  $\Delta x \rightarrow 0$  y  $\Delta t \rightarrow 0$  se obtiene

$$\frac{1}{A} \frac{\partial}{\partial x} \left( K A \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \dot{e}_{gen} = \rho c \frac{\partial T}{\partial t} \quad \text{ec.(3.4.6)}$$

Por la definición de derivada y a partir de la ley de Fourier de la conducción del calor:

$$\lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{\dot{Q}_{x+\Delta x} - \dot{Q}_x}{\Delta x} = \frac{\partial \dot{Q}}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \left( -K A \frac{\partial T}{\partial x} \right) \quad \text{ec.(3.4.7)}$$

Dado que el área  $A$  es constante para una pared plana, la ecuación unidimensional de conducción de calor en régimen transitorio en una pared de ese tipo queda: [3].

$$\text{Conductividad variable:} \quad \frac{\partial}{\partial x} \left( K \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\dot{e}_{gen}}{k} = \rho c \frac{\partial T}{\partial t} \quad \text{ec.(3.4.8)}$$

En general, la conductividad térmica  $k$  de un material depende de la temperatura  $T$  (y, por lo tanto, de  $x$ ) y, por consiguiente, no se puede extraer de la derivada. No obstante, en la mayor parte de las aplicaciones prácticas se puede suponer que la *conductividad térmica* permanece *constante* en algún valor promedio. En ese caso, la ecuación antes dada se reduce a: [24].

Conductividad constante  $\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\dot{e}_{gen}}{k} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t}$  ec.(3.4.9)

Donde la propiedad  $\alpha = k/\rho C$  es la difusividad térmica del material y representa la velocidad con que se propaga el calor a través del mismo. Esta se reduce a las formas siguientes en condiciones específicas [24].

Régimen estacionario.  $\frac{d^2 T}{dx^2} + \frac{\dot{e}_{gen}}{k} = 0$  ec.(3.4.10)  
 ( $\partial/\partial t = 0$ )

Régimen transitorio, sin generación de calor:  $\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t}$  ec.(3.4.11)  
 $\dot{e}_{gen} = 0$

Régimen estacionario, sin generación de calor:  $\frac{d^2 T}{dx^2} = 0$  ec.(3.4.12)  
 ( $\partial/\partial t = 0$  y  $\dot{e}_{gen} = 0$ )

### 3.5 Ecuación de la conducción de calor en un cilindro largo

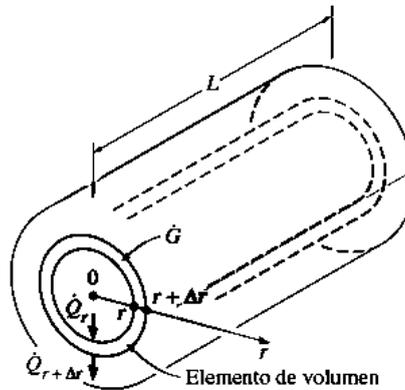


Figura 3.5.1 conducción unidimensional del calor a través de un elemento de volumen en un cilindro largo

Considere ahora un elemento delgado con forma de casco cilíndrico, de espesor  $\Delta r$ , en un cilindro largo, como se muestra en la figura. Suponga que la densidad del cilindro es  $\rho$ , el calor específico es  $C$  y la longitud es  $L$ . El área del cilindro, normal a la dirección de transferencia de calor en cualquier lugar, es  $A = 2\pi rL$ , en donde  $r$  es el valor del radio en ese lugar. Note que el área  $A$  de la transferencia de calor depende de  $r$  en este caso y, por tanto, varía con el lugar. Un *balance de energía* sobre este elemento delgado con

forma de casco cilíndrico, durante un pequeño intervalo de tiempo  $\Delta t$ , se puede expresar como: [24].

$$\left( \begin{array}{c} \text{Razon de} \\ \text{conduccion} \\ \text{del calor en } r \end{array} \right) - \left( \begin{array}{c} \text{Razon de} \\ \text{conduccion del} \\ \text{calor en } r + \Delta r \end{array} \right) + \left( \begin{array}{c} \text{Velocidad de} \\ \text{generacion} \\ \text{de calor en} \\ \text{el interior del} \\ \text{elemento} \end{array} \right) = \left( \begin{array}{c} \text{Razón de} \\ \text{cambio del} \\ \text{contenido de} \\ \text{energia del} \\ \text{elemento} \end{array} \right)$$

O bien

$$\dot{Q}_r - \dot{Q}_{r+\Delta r} + \dot{E}_{gen,elemento} = \frac{\Delta E_{elemento}}{\Delta t} \quad \text{ec.(3.5.1)}$$

El cambio en el contenido de energía del elemento y la velocidad de generación de calor dentro del mismo se pueden expresar como:

$$\Delta E_{elemento} = E_{t+\Delta t} - E_t = mc(T_{t+\Delta t} - T_t) = \rho c A \Delta x (T_{t+\Delta t} - T_t) \quad \text{ec.(3.5.2)}$$

$$\dot{E}_{gen,elemento} = \dot{e}_{gen} V_{elemento} = \dot{e}_{gen} A \Delta r$$

Al sustituir en la ecuación 3.5.1

$$\dot{Q}_r - \dot{Q}_{r+\Delta r} + \dot{e}_{gen} A \Delta r = \rho c A \Delta r \frac{(T_{t+\Delta t} - T_t)}{\Delta t} \quad \text{ec.(3.5.3)}$$

Donde  $A=2\pi rL$ . El lector puede sentirse tentado a expresar el área localizada a la *mitad* del elemento, usando el radio *promedio* como  $A= 2\pi(r+ \Delta r/2)L$ . Pero nada hay que se pueda ganar a partir de esta complicación, ya que, más adelante en el análisis, se tomará el límite cuando  $\Delta r \rightarrow 0$  y, por tanto, se cancelará el término  $\Delta r/2$ . Ahora se divide la ecuación anterior entre  $A\Delta r$  y da: [24].

$$-\frac{1}{A} \frac{\dot{Q}_{r+\Delta r} - \dot{Q}_r}{\Delta r} + \dot{e}_{gen} = \rho c \frac{T_{t+\Delta t} - T_t}{\Delta t} \quad \text{ec.(3.5.4)}$$

Si se toma el límite cuando  $\Delta r \rightarrow 0$  y  $\Delta t \rightarrow 0$  se obtiene

$$\frac{1}{A} \frac{\partial}{\partial r} \left( KA \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \dot{e}_{gen} = \rho c \frac{\partial T}{\partial t} \quad \text{ec.(3.5.5)}$$

Por la definición de derivada y a partir de la ley de Fourier de la conducción de calor del calor [3].

$$\lim_{\Delta r \rightarrow 0} \frac{\dot{Q}_{r+\Delta r} - \dot{Q}_r}{\Delta r} = \frac{\partial \dot{Q}}{\partial r} = \frac{\partial}{\partial r} \left( -KA \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad \text{ec.}(3.5.6)$$

Puesto que el área de transferencia de calor en este caso es  $A = 2\pi rL$ . La ecuación unidimensional de conducción de calor en régimen transitorio en un cilindro queda [3].

$$\text{Conductividad variable:} \quad \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( rK \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\dot{e}_{gen}}{k} = \rho c \frac{\partial T}{\partial t} \quad \text{ec.}(3.5.7)$$

Para el caso de conductividad térmica constante, la ecuación anterior se reduce a:

*Conductividad constante*

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\dot{e}_{gen}}{k} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad \text{ec.}(3.5.8)$$

Donde una vez más la propiedad  $\alpha = k/\rho c$  es la difusividad térmica del material. En condiciones especificadas, la ecuación 3.3.8 se reduce a las formas siguientes (figura 3.5.8): [24].

a) La forma que es mas fácil de integrar

$$\frac{d}{dr} \left( r \frac{dT}{dr} \right) = 0$$

b) La forma alternativa equivalente

$$r \frac{d^2 T}{dr^2} + \frac{dT}{dr} = 0$$

*Figura 3.5.8 Dos formas equivalentes de la ecuación diferencial para la conducción unidimensional y estacionaria de calor en un cilindro, sin generación de calor.*

$$\text{Régimen estacionario} \quad \frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left( r \frac{dT}{dr} \right) + \frac{\dot{e}_{gen}}{k} = 0 \quad \text{ec.}(3.5.9)$$

( $\partial/\partial t=0$ )

$$\text{Régimen transitorio, sin generación de calor:} \quad \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad \text{ec.}(3.5.10)$$

$\dot{e}_{gen} = 0$

Régimen estacionario, sin generación de calor:  $\frac{d}{dr} \left( r \frac{dT}{dr} \right) = 0$  ec.(3.5.11)  
 ( $\partial/\partial t=0$  y  $\dot{e}_{gen} = 0$ )

Note que, una vez más, se reemplazan las derivadas parciales por derivadas ordinarias en el caso de la conducción unidimensional y estacionaria de calor, ya que son idénticas cuando dicha función depende de una sola variable [ $T = T(r)$ , en este caso]. [24].

### 3.6 Ecuación de la conducción de calor en una esfera

Considere ahora una esfera con densidad  $\rho$ , calor específico  $C$  y radio exterior  $R$ . El área de la esfera normal a la dirección de transferencia de calor, en cualquier lugar, es  $A = 4\pi r^2$ , en donde  $r$  es el valor del radio en ese lugar. Note que, en este caso, el área de transferencia de calor  $A$ , depende de  $r$  y, por tanto, varía con la ubicación. Al considerar un elemento con forma de casco esférico delgado de espesor  $\Delta r$  y repetir el procedimiento descrito con anterioridad para el cilindro, usando  $A = 4\pi r^2$  en lugar de  $A = 2\pi rL$ , la ecuación unidimensional de conducción de calor en régimen transitorio para una esfera se determina que es (figura 3.6) [24].

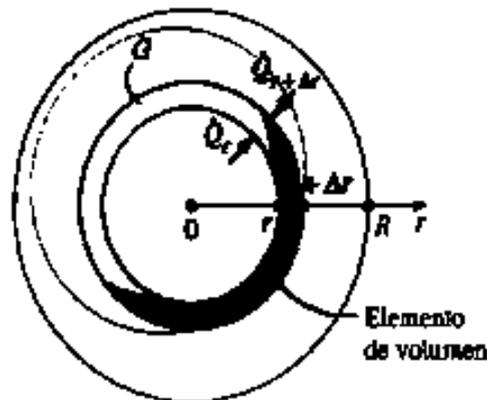


Figura 3.6 conducción unidimensional de calor a través de un elemento de volumen en una esfera.

Conductividad variable  $\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left( r^2 K \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \dot{e}_{gen} = \rho c \frac{\partial T}{\partial t}$  ec.(3.6.1)

La cual, en el caso de conductividad térmica constante, se reduce a

Conductividad constante:  $\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left( r^2 K \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\dot{e}_{gen}}{k} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t}$  ec. (3.6.2)

En donde una vez más, la propiedad  $\alpha=k/\rho c$  es la difusividad térmica del material. En condiciones especificadas, se reduce a las formas:

$$\text{Régimen estacionario} \quad \frac{1}{r^2} \frac{d}{dr} \left( r^2 \frac{dT}{dr} \right) + \frac{\dot{e}_{gen}}{k} = 0 \quad \text{ec.(3.6.3)}$$

$(\partial/\partial t=0)$

Régimen transitorio,

$$\text{Sin generación de calor:} \quad \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left( r^2 \frac{\partial T}{\partial r} \right) = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad \text{ec.(3.6.4)}$$

$\dot{e}_{gen} = 0$

Régimen estacionario,

$$\text{Sin generación de calor:} \quad \frac{d}{dr} \left( r^2 \frac{dT}{dr} \right) = 0 \quad \text{o} \quad r \frac{d^2 T}{dr^2} + 2 \frac{dT}{dr} = 0 \quad \text{ec.(3.6.5)}$$

$(\partial/\partial t=0 \text{ y } \dot{e}_{gen} = 0)$

Donde, de nuevo, se reemplazan las derivadas parciales por derivadas ordinarias en el caso de conducción unidimensional y estacionaria de calor. [24].

### 3.6.1 Ecuación unidimensional combinada de la conducción de calor

Un examen de las ecuaciones unidimensionales de conducción de calor en régimen transitorio, para la pared plana, el cilindro y la esfera, revela que las tres se pueden expresar en una forma compacta como: [24].

$$\frac{1}{r^n} \frac{\partial}{\partial r} \left( r^n K \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \dot{e}_{gen} = \rho c \frac{\partial T}{\partial t} \quad \text{ec.(3.6.1.1)}$$

Donde  $n=0$  para una pared plana,  $n=1$  para un cilindro y  $n=2$  para una esfera. En el caso de una pared plana se acostumbra reemplazar la variable  $r$  por  $x$ . Esta ecuación se puede simplificar para los casos de régimen estacionario o sin generación de calor como se describe con anterioridad [24].

## 3.7 Coordenadas rectangulares

Considere un pequeño elemento rectangular de longitud  $\Delta x$ , ancho  $\Delta y$  y altura  $\Delta z$ , como se muestra en la figura 3.7.1. Suponga que la densidad del cuerpo es  $\rho$  y el calor específico es  $C$ . Un *balance de energía* sobre este elemento, durante un pequeño intervalo de tiempo  $\Delta t$ , se puede expresar como [24]:

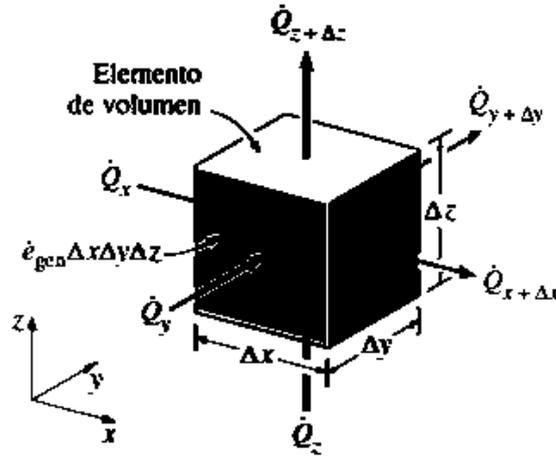


Figura 3.7.1 conducción tridimensional del calor a través de un elemento rectangular de volumen.

$$\left( \begin{array}{c} \text{Razon de} \\ \text{conduccion del} \\ \text{calor en } x, y \text{ y } z \end{array} \right) - \left( \begin{array}{c} \text{Razon de} \\ \text{conduccion del} \\ \text{calor en } x + \Delta x, \\ y + \Delta y \text{ y } z + \Delta z \end{array} \right) + \left( \begin{array}{c} \text{Velocidad de} \\ \text{generacion} \\ \text{de calor en} \\ \text{el interior del} \\ \text{elemento} \end{array} \right) = \left( \begin{array}{c} \text{Razon de} \\ \text{cambio del} \\ \text{contenido de} \\ \text{energia del} \\ \text{elemento} \end{array} \right)$$

O bien,

$$\dot{Q}_X + \dot{Q}_Y + \dot{Q}_Z - \dot{Q}_{X+\Delta X} - \dot{Q}_{Y+\Delta Y} - \dot{Q}_{Z+\Delta Z} + \dot{E}_{gen,elemento} = \frac{\Delta E_{elemento}}{\Delta t} \quad \text{ec.(3.7.1)}$$

Dado que el volumen del elemento es  $V_{elemento} = \Delta_x \Delta_y \Delta_z$  el cambio en el contenido de energía en dicho elemento y la velocidad de generación de calor dentro del mismo se pueden expresar como [24]:

$$\Delta E_{elemento} = E_{t+\Delta t} - E_t = mc(T_{t+\Delta t} - T_t) = \rho c \Delta x \Delta y \Delta z (T_{t+\Delta t} - T_t) \quad \text{ec.(3.7.2)}$$

$$\dot{E}_{gen,elemento} = \dot{e}_{gen} V_{elemento} = \dot{e}_{gen} \Delta x \Delta y \Delta z \quad \text{ec.(3.7.3)}$$

Si se sustituye la ecuación 3.7.1 se obtiene:

$$\dot{Q}_X + \dot{Q}_Y + \dot{Q}_Z - \dot{Q}_{X+\Delta X} - \dot{Q}_{Y+\Delta Y} - \dot{Q}_{Z+\Delta Z} + \dot{E}_{gen, \Delta x \Delta y \Delta z} = \rho c \Delta x \Delta y \Delta z \frac{T_{t+\Delta t} - T_t}{\Delta t} \quad \text{ec.(3.5.4)}$$

Al dividir entre  $\Delta x \Delta y \Delta z$  da:

$$-\frac{1}{\Delta y \Delta z} \frac{\dot{Q}_{X+\Delta X} - \dot{Q}_X}{\Delta x} - \frac{1}{\Delta x \Delta z} \frac{\dot{Q}_{Y+\Delta Y} - \dot{Q}_Y}{\Delta y} - \frac{1}{\Delta x \Delta y} \frac{\dot{Q}_{Z+\Delta Z} - \dot{Q}_Z}{\Delta z} + \dot{e}_{gen} = \rho c \frac{T_{t+\Delta t} - T_t}{\Delta t} \quad \text{ec.(3.7.4)}$$

Dado que las áreas de transferencia de calor del elemento para la conducción de ese calor en las direcciones  $x$ ,  $y$  y  $z$  son  $A_x = \Delta y \Delta z$ ,  $A_y = \Delta x \Delta z$  y  $A_z = \Delta x \Delta y$ , respectivamente, y tomando el límite cuando  $\Delta x, \Delta y, \Delta z$  y  $\Delta t \rightarrow 0$ , se Obtiene: [3].

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{e}_{gen} = \rho c \frac{\partial T}{\partial t} \quad \text{ec.(3.7.5)}$$

Por la definición de derivada y a partir de la ley de Fourier de la conducción de calor:

$$\lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{1}{\Delta y \Delta z} \frac{\dot{Q}_{x+\Delta x} - \dot{Q}_x}{\Delta x} = \frac{1}{\Delta y \Delta z} \frac{\partial Q_x}{\partial x} = \frac{1}{\Delta y \Delta z} \frac{\partial}{\partial x} \left( -k \Delta y \Delta z \frac{\partial T}{\partial x} \right) = -\frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) \quad \text{ec.(3.7.6)}$$

$$\lim_{\Delta y \rightarrow 0} \frac{1}{\Delta x \Delta z} \frac{\dot{Q}_{y+\Delta y} - \dot{Q}_y}{\Delta y} = \frac{1}{\Delta x \Delta z} \frac{\partial Q_y}{\partial y} = \frac{1}{\Delta x \Delta z} \frac{\partial}{\partial y} \left( -k \Delta x \Delta z \frac{\partial T}{\partial y} \right) = -\frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad \text{ec.(3.7.7)}$$

$$\lim_{\Delta z \rightarrow 0} \frac{1}{\Delta x \Delta y} \frac{\dot{Q}_{z+\Delta z} - \dot{Q}_z}{\Delta z} = \frac{1}{\Delta x \Delta y} \frac{\partial Q_z}{\partial z} = \frac{1}{\Delta x \Delta y} \frac{\partial}{\partial z} \left( -k \Delta x \Delta y \frac{\partial T}{\partial z} \right) = -\frac{\partial}{\partial z} \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad \text{ec.(3.7.8)}$$

La ecuación general de conducción de calor en coordenadas rectangulares es la 2-38. En el caso de conductividad térmica constante [24], se reduce a:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\dot{e}_{gen}}{k} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad \text{ec.(3.7.9)}$$

Donde, una vez más, la propiedad  $\alpha = k/\rho c$  es la *difusividad térmica del material*. La ecuación 3.7.9 se conoce como ecuación de Fourier-Biot y, en condiciones especificadas, se reduce a estas formas [24]:

Régimen estacionario  $\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\dot{e}_{gen}}{k} = 0$  ec.(3.7.10)  
( $\partial/\partial t=0$ )

Régimen transitorio,  
Sin generación de calor:  $\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t}$  ec.(3.7.11)  
.  $\dot{e}_{gen} = 0$

Régimen estacionario,  
Sin generación de calor:  $\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0$  ec.(3.7.12)  
( $\partial/\partial t=0$  y  $\dot{e}_{gen} = 0$ )

Note que en el caso especial de transferencia de calor unidimensional en la dirección  $x$ , las derivadas con respecto a  $y$  y a  $z$  se cancelan y las ecuaciones antes dadas se reducen a las desarrolladas en la sección anterior para una pared plana figura (3.7.2) [24].

Figura 3.7.2 Las ecuaciones tridimensionales de conducción de calor se reducen a las unidimensionales cuando la temperatura varía sólo en una dimensión.

### 3.8 Coordenadas cilíndricas

Se puede obtener la ecuación general de conducción de calor en coordenadas cilíndricas a partir de un balance de energía sobre un elemento de volumen en coordenadas cilíndricas, el cual se muestra en la figura 3.8.1, siguiendo los pasos que acaban de describirse. También se puede obtener directamente de la ecuación 3.8.1, por transformación de coordenadas, usando las relaciones siguientes entre las coordenadas de un punto en los sistemas de coordenadas rectangulares y cilíndricas [24]:

$$x = r \cos \phi, \quad y = r \sin \phi, \quad z = z \quad \text{ec (3.8.1)}$$

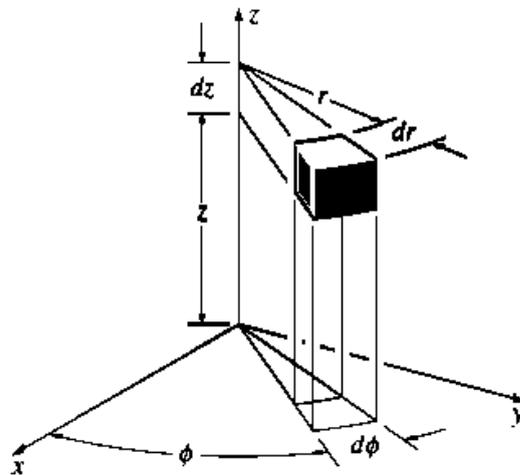


figura 3.8.1 Un elemento diferencial de volumen en coordenadas cilíndricas.

Después de largas multiplicaciones se obtiene:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( kr \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \Phi} \left( kr \frac{\partial T}{\partial \Phi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{e}_{gen}, \quad \text{ec.(3.8.2)}$$

### 3.9 Coordenadas esféricas

Se puede obtener la ecuación general de conducción de calor en coordenadas esféricas a partir de un balance de energía sobre un elemento de volumen en coordenadas esféricas, el cual se muestra en la figura 3.9.1, siguiendo los pasos que acaban de describirse. También se puede obtener directamente de la ecuación 3.9.1, por transformación de coordenadas, usando las relaciones siguientes entre las coordenadas de un punto en los sistemas de coordenadas rectangulares y esféricas [24]:

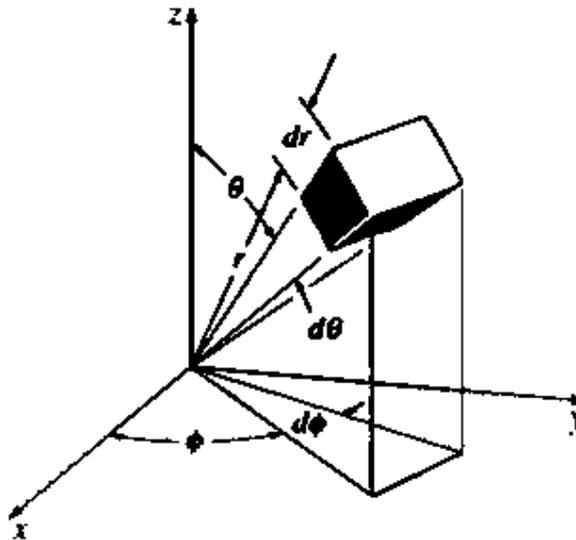


Figura 3.6 Un elemento diferencial de volumen en coordenadas esféricas.

$$x = r \cos \Phi \operatorname{sen} \theta, \quad y = r \operatorname{sen} \Phi \operatorname{sen} \theta \quad y \quad z = r \cos \theta \quad \text{ec (3.9.1)}$$

Después de largas multiplicaciones, se obtiene

$$\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left( kr^2 \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2 \operatorname{sen}^2 \theta} \frac{\partial}{\partial \Phi} \left( k \frac{\partial T}{\partial \Phi} \right) + \frac{1}{r^2 \operatorname{sen} \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( k \operatorname{sen} \theta \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) + \dot{e}_{gen}, = \rho c \frac{\partial T}{\partial t} \quad \text{ec.(3.9.2)}$$

### 3.10 Condiciones de frontera e iniciales

El libro de transferencia de calor en el apartado 2.4, nos explica que el flujo de calor y la distribución de temperatura en un medio depende de las condiciones en las superficies, y la descripción completa de un problema de transferencia de calor en un medio tiene que incluir las condiciones térmicas en las superficies limítrofes del mismo. La expresión matemática de las condiciones térmicas en las fronteras se llama condiciones de frontera [24].

También nos explica que, para obtener una solución única para un problema, se necesita especificar más que sólo la ecuación diferencial que lo rige. Es necesario fijar algunas condiciones (como el valor de la función o de sus derivadas en algún valor de la variable independiente) de modo que al forzar a la solución a que satisfaga tales condiciones en puntos específicos arrojará valores únicos para las constantes arbitrarias y, por tanto, una solución única. Pero puesto que la ecuación diferencial no tiene lugar para la información o condiciones adicionales, se necesita suministrarlas por separado en la forma de condiciones iniciales o de frontera [24].

la distribución de temperatura en un medio depende de las condiciones en las fronteras de este, así como del mecanismo de transferencia de calor en su interior. Con el fin de describir por completo un problema de transferencia de calor, deben darse dos condiciones en la frontera para cada dirección del sistema de coordenadas a lo largo de la cual la transferencia de calor es significativa (figura 3.8). Por lo tanto, se necesita especificar dos condiciones de frontera para los problemas unidimensionales, cuatro para los bidimensionales y seis para los tridimensionales [24].

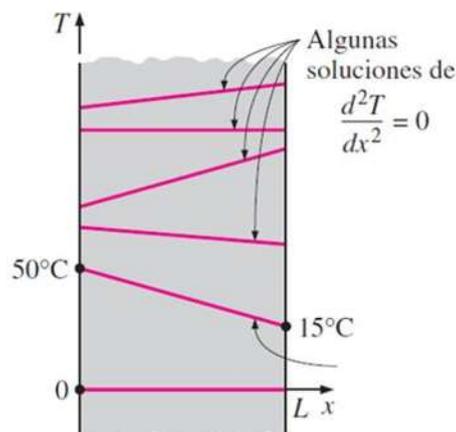


Figura 3.10.1 la única solución que satisface las condiciones  $T(0) = 50^{\circ}C$  y  $T(L) = 15^{\circ}C$  [3].

### 3.11 Condición de frontera de temperatura específica.

La temperatura de una superficie expuesta suele ser mensurable directamente y con facilidad. Por lo tanto, una de las maneras más fáciles de especificar las condiciones térmicas sobre una superficie es mediante la temperatura. Por ejemplo, para una transferencia unidimensional de calor a través de una pared plana de espesor L, las condiciones en la frontera de temperatura específica se pueden expresar como (figura 3.8.1) [24].

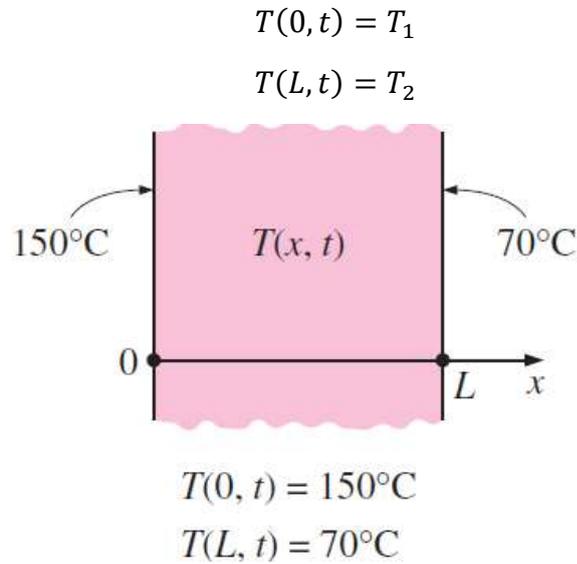


Fig. 3.11.1. Condiciones de frontera de temperatura especificada en ambas superficies de una pared plana [24].

donde  $T_1$  y  $T_2$  son las temperaturas específicas en las superficies en  $x=0$  y  $x = L$ , respectivamente. Las temperaturas específicas pueden ser constantes, como en el caso de la conducción estable de calor, o pueden variar con el tiempo [24].

### 3.12 Condición de frontera de flujo específico de calor.

Cuando existe información suficiente acerca de las interacciones de energía en una superficie, puede ser posible determinar la velocidad de transferencia de calor y, por tanto, el *flujo de calor*, (velocidad de transferencia de calor por unidad de área superficial,  $\text{W}/\text{m}^2$ ), sobre esa superficie, y se puede usar esta información como una de las condiciones en la frontera. El flujo de calor en la dirección positiva  $x$ , en cualquier lugar del medio [24]., incluidas las fronteras, se puede expresar por la *ley de Fourier* de la conducción de calor como

$$\dot{q} = -k \frac{\partial t}{\partial x} = \begin{pmatrix} \text{flujo de calor} \\ \text{en la direccion} \\ \text{positiva de } x \end{pmatrix} \quad (\text{w}/\text{m}^2) \quad \text{ec.(3.12.1)}$$

Entonces se obtiene la condición de frontera, en una de las fronteras, al hacer el flujo específico de calor igual a  $-k (\partial T / \partial x)$  en esa frontera. El signo del flujo específico de calor se determina por inspección: positivo, si el flujo de calor es en la dirección positiva del eje coordenado y negativo, si lo es en la dirección opuesta. Note que es en extremo importante tener el signo correcto para el flujo específico de calor, ya que el signo erróneo invertirá la dirección de la transferencia de calor y hará que la ganancia de éste se interprete como pérdida [24]. (figura 3.8.2)

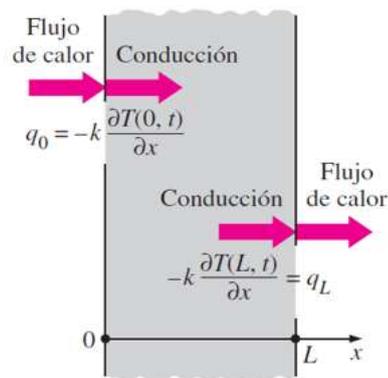
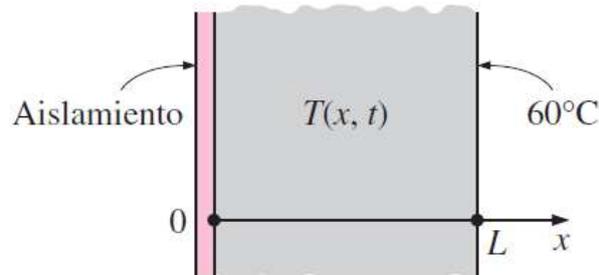


Figura 3.12.1  
Condiciones de frontera de flujo de calor específico en ambas superficies de una pared plana [24].

### 3.13 Caso especial: Frontera aislada

Es común que, en la práctica, algunas superficies se aíslan con el fin de minimizar la pérdida (o ganancia) de calor a través de ellas. El aislamiento reduce la transferencia de calor, pero no lo elimina en su totalidad, a menos que su espesor sea infinito. Sin embargo, la transferencia de calor a través de una superficie apropiadamente aislada se puede tomar como cero, ya que el aislamiento adecuado reduce la transferencia de calor a través de una superficie a niveles despreciables. Por lo tanto, una superficie bien aislada se puede considerar como una con un flujo específico de calor de cero. Entonces, la condición de frontera sobre una superficie perfectamente aislada [24]. (en  $x = 0$ , por ejemplo) se expresa como (figura 3.11.1)



$$\frac{\partial T(0, t)}{\partial x} = 0$$

$$T(L, t) = 60^\circ\text{C}$$

Figura 3.11.1 Una pared plana con aislamiento y condiciones de frontera de temperatura específica [24].

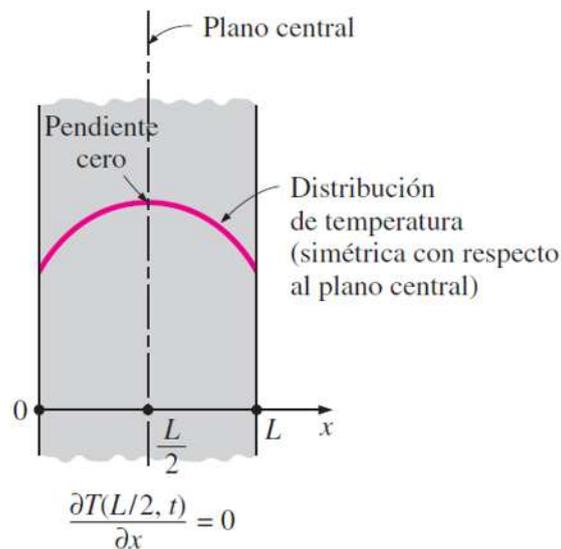
$$K \frac{\partial T(0,t)}{\partial x} = 0 \quad \text{O} \quad \frac{\partial T(0,t)}{\partial x} = 0 \quad \text{ec.(3.8.3.1) y ec.(3.11.1)}$$

Es decir, sobre una superficie aislada, la primera derivada de la temperatura con respecto a la variable espacial (el gradiente de temperatura) en la dirección normal a esa superficie aislada es cero. Esto también significa que la función de temperatura debe ser perpendicular a una superficie aislada, ya que la pendiente de la temperatura en la superficie debe ser cero. [24].

### 3.14 Otro caso especial: simetría térmica

Algunos problemas de transferencia de calor poseen simetría térmica como resultado de la simetría en las condiciones térmicas impuestas. Por ejemplo, las dos superficies de una placa grande caliente, de espesor  $L$ , suspendida verticalmente en el aire, estarán sujetas a las mismas condiciones térmicas y, por tanto, la distribución de temperatura en una de las mitades de ella será igual a la de la otra mitad. Es decir, la transferencia de calor en esta placa poseerá simetría térmica con respecto al plano central en  $x = L/2$ . Asimismo, la dirección del flujo de calor en cualquier punto en la placa será dirigida hacia la superficie más cercana a ese punto y no habrá flujo de calor a través del plano central [3]. Por consiguiente, el plano central se puede concebir como una superficie aislada y la condición térmica en este plano de simetría se puede expresar como (figura 3.14.1) [24].

$$\frac{\partial T(L/2, t)}{\partial x} = 0 \quad \text{ec. (3.14.1)}$$



*Figura 3.14.1 Condición de frontera de simetría térmica en el plano central de una pared plana [24].*

la cual se asemeja a la condición de frontera de aislamiento o de flujo cero de calor. Este resultado también se puede deducir a partir de una gráfica de la distribución de temperatura con un máximo y, por tanto, pendiente cero en el plano central. En el caso de cuerpos cilíndricos (o esféricos) que tienen simetría térmica con respecto a la línea central (o punto medio), la condición de frontera de simetría térmica requiere que la primera derivada de la temperatura con respecto a  $r$  (la variable radial) sea cero en la línea central (o el punto medio) [24].

### 3.15 Condición de convección de frontera

Es probable que la convección sea la condición de frontera más común encontrada en la práctica, ya que la mayor parte de las superficies de transferencia de calor están expuestas a un medio y a una temperatura específica. La condición de convección de frontera se basa en un balance de energía superficial expresado como [24]:

$$\left( \begin{array}{l} \text{conducción de calor} \\ \text{en la superficie en una} \\ \text{dirección seleccionada} \end{array} \right) = \left( \begin{array}{l} \text{Convección de calor} \\ \text{en la superficie en la} \\ \text{misma dirección} \end{array} \right)$$

Para la transferencia de calor unidimensional en la dirección  $x$ , en una placa de espesor  $L$ , las condiciones de frontera sobre ambas superficies se pueden expresar como [24].

$$-K \frac{\partial T(0,t)}{\partial x} = h_1 [T_{\infty 1} - T(0, t)] \quad \text{ec. (3.15.1)}$$

$$-K \frac{\partial T(L,t)}{\partial x} = h_2 [T(L, t) - T_{\infty 2}] \quad \text{ec. (3.8.5.2)}$$

donde  $h_1$  y  $h_2$  son los coeficientes de transferencia de calor por convección y  $T_{\infty 1}$  y  $T_{\infty 2}$  son las temperaturas de los medios circundantes sobre los dos lados de la placa [24], como se muestra en la figura 3.15.1.

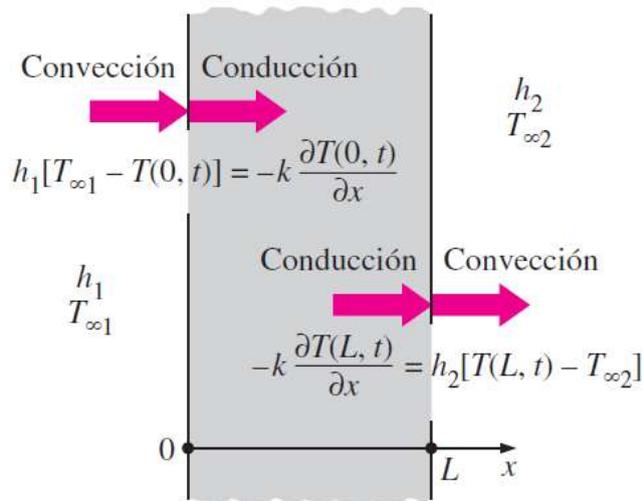


Figura 3.15.1 condiciones de frontera de convección sobre las dos superficies de una pared plana [24].

Al escribir las ecuaciones 2-51 para las condiciones de convección de frontera se ha seleccionado la dirección de la transferencia de calor como la  $x$  positiva en ambas superficies. Pero esas expresiones son aplicables por igual cuando la transferencia de calor es en la dirección opuesta, en una o en las dos superficies, ya que la inversión de la dirección de la transferencia de calor en una superficie simplemente invierte los signos de los términos tanto de conducción como de convección [24]. Esto es equivalente a multiplicar una ecuación por  $-1$ , lo cual no tiene efecto sobre la igualdad (figura 3.8.6).

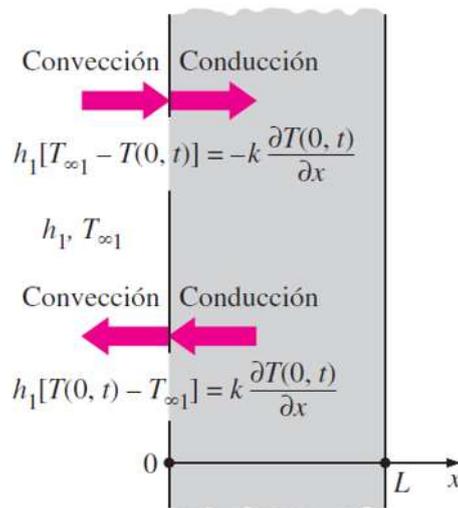


figura 3.15.2 la dirección supuesta de la transferencia de calor en una frontera no tiene efecto sobre la expresión de la condición en la frontera [24].

Es evidente que poder seleccionar cualquiera de las dos direcciones como la de transferencia de calor es un alivio, ya que a menudo no se conoce de antemano la

temperatura superficial y, como consecuencia, la dirección de la transferencia en una superficie. Este argumento también es válido para otras condiciones de frontera, como las de radiación y combinadas que se discuten un poco más adelante [24].

Note que una superficie tiene espesor cero y, por tanto, no tiene masa, y no puede almacenar energía. Por lo tanto, todo el calor neto que entra en la superficie desde uno de los lados debe salir de ella por el otro lado. La condición de convección de frontera simplemente expresa que el calor sigue fluyendo de un cuerpo al medio circundante a la misma velocidad y sólo cambia de vehículos en la superficie, de conducción a convección (o viceversa, en la otra dirección) [24].

Note también que no se conocen las temperaturas superficiales  $T(0, t)$  y  $T(L, t)$  (si se conocieran, simplemente se usarían como la temperatura específica en la condición de frontera sin tomar en cuenta la convección). Pero se puede determinar una temperatura superficial una vez que se obtiene la solución  $T(x, t)$ , sustituyendo en la solución el valor de  $x$  en esa superficie [24].

### 3.16 Condición de radiación de frontera

En algunos casos, como los encontrados en las aplicaciones espaciales y criogénicas, una superficie de transferencia de calor está rodeada por un espacio vacío y, por tanto, no se tiene transferencia por convección entre la superficie y el medio circundante. En esos casos la radiación se convierte en el único mecanismo de transferencia de calor entre la superficie y los alrededores. Utilizando un balance de energía [24], la condición de radiación de frontera sobre una superficie se puede expresar como:

$$\left( \begin{array}{l} \text{conducción de calor} \\ \text{en la superficie. En una} \\ \text{dirección seleccionada} \end{array} \right) = \left( \begin{array}{l} \text{Intercambio de radiación} \\ \text{en la superficie. En la} \\ \text{misma dirección} \end{array} \right)$$

Para una transferencia unidimensional de calor en la dirección  $x$ , en una placa de espesor  $L$ , las condiciones de radiación de frontera sobre ambas superficies se pueden expresar como figura 3.16.1)

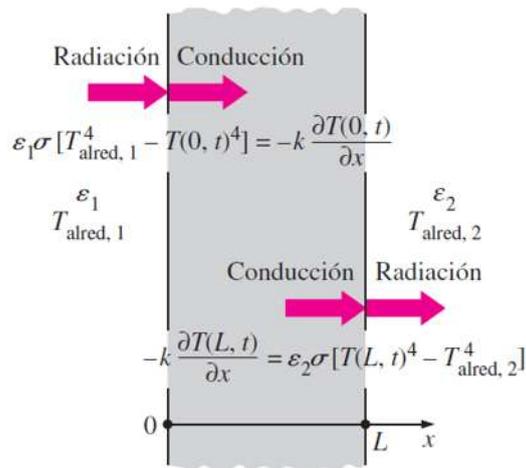


Figura 3.16.1 condiciones de frontera de radiación sobre ambas superficies de una pared plana [24].

$$-K \frac{\partial T(0,t)}{\partial x} = \varepsilon_1 \sigma [T_{Alred. 1}^4 - T(0,t)^4] \quad \text{ec.(3.16.1)}$$

$$-K \frac{\partial T(L,t)}{\partial x} = \varepsilon_2 \sigma [T(L,t)^4 - T_{Alred. 2}^4] \quad \text{ec.(3.16.2)}$$

donde  $\varepsilon_1$  y  $\varepsilon_2$  son las emisividades de las superficies frontera  $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$  es la constante de Stefan-Boltzmann y  $T_{alred, 1}$  y  $T_{alred, 2}$  son las temperaturas promedio de las superficies circundantes de los dos lados de la placa, respectivamente. Note que las temperaturas en los cálculos de radiación deben expresarse en K o R (no en °C o °F) [24].

La condición de radiación de frontera involucra la cuarta potencia de la temperatura y, por tanto, es una condición no lineal. Como resultado, la aplicación de esta condición de frontera conduce a potencias de los coeficientes desconocidos, lo cual hace que sea difícil determinarlos. Por lo tanto, resulta tentador ignorar el intercambio de radiación en una superficie durante un análisis de transferencia de calor con el fin de evitar las complicaciones asociadas con la no linealidad. Éste es en especial el caso cuando la transferencia de calor en la superficie está dominada por la convección y el papel de la radiación es pequeño [24].

### 3.17 Condiciones de frontera en la interfase

Algunos cuerpos están formados por capas de materiales diferentes y la resolución de un problema de transferencia de calor en un medio de ese tipo requiere determinar la transferencia en cada capa. Esto, a su vez, requiere la especificación de las condiciones de frontera en cada interfase [24].

Las condiciones de frontera en una interfase se basan en los requisitos de que 1) los dos cuerpos en contacto deben tener la misma temperatura en el área de contacto y 2) una interfase (que es una superficie) no puede almacenar energía y, por tanto, el flujo de calor sobre ambos lados de la interfase debe ser el mismo. Las condiciones de frontera en la interfase de dos cuerpos A y B, en contacto perfecto en  $x = x_0$ , se pueden expresar como (figura 3.17.1) [24].

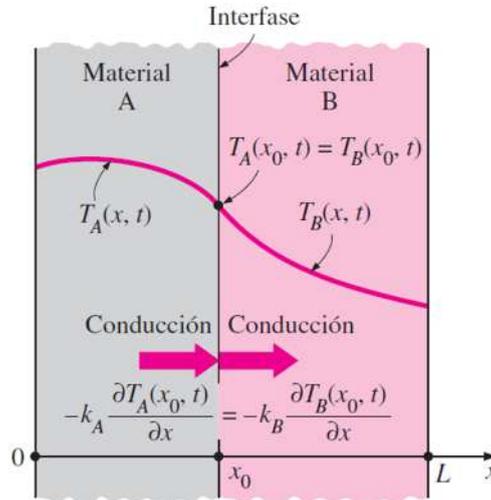


Figura 3.17.1 condición de frontera en la interfase de dos cuerpos en contacto perfecto [24].

$$T_{A(x_0,t)} = T_{B(x_0,t)} \quad \text{ec.(3.8.7.1)}$$

$$-K_A \frac{\partial T_{A(x_0,t)}}{\partial x} = -K_B \frac{\partial T_{B(x_0,t)}}{\partial x} \quad \text{ec.(3.8.7.2)}$$

donde  $k_A$  y  $k_B$  son las conductividades térmicas de las capas A y B, respectivamente. El caso de un contacto imperfecto conduce a resistencia térmica por contacto, la cual se abordará en el siguiente capítulo [24].

Hasta ahora se ha considerado superficies sujetas a transferencia de calor de un solo modo, como el flujo especificado de calor, la convección o la radiación, por sencillez. Sin embargo, en general, una superficie puede comprender convección, radiación y flujo especificado de calor simultáneamente. En esos casos se obtiene una vez más la condición de frontera a partir de un balance de energía superficial, expresado como [24]:

$$\left( \begin{array}{c} \text{Transferencia de} \\ \text{calor hacia la superficie} \\ \text{en todos los modos} \end{array} \right) = \left( \begin{array}{c} \text{transferencia de calor} \\ \text{desde la superficie en} \\ \text{todos los modos} \end{array} \right)$$

## 4 Metodología

La secuencia que se debe seguir en el proceso de caracterización del grupo electrógeno para poder obtener resultados confiables de las mezclas de etanol y de sus porcentajes utilizados, así como también mediciones de potencia, emisiones contaminantes y temperaturas es la siguiente:

Puesta a punto del motor de combustión interna.

1.1.-Mantenimiento del motor de combustión interna: consiste en cambiar filtro de combustible, cambiar filtro de aire, cambiar la bujía, cambiar cable de la bujía, cambiar filtro de aceite y calibrar el carburador.

1.2.-Colocar dos termopares en el ducto de escape, uno para registrar la temperatura de los gases y otro para medir la temperatura de pared del tubo de escape.

1.3.-Sistema de consumo de energía eléctrica, esto para registrar la corriente eléctrica, tensión y potencia eléctrica.

1.4.-Sistema de medición de emisiones de gases de escape.

Ensayos experimentales.

1.1.- Medición de corriente eléctrica, voltaje, temperaturas usando como combustible el 100% de gasolina.

1.2.- Medición de corriente eléctrica, voltaje, temperaturas usando como combustible una mezcla de 2% etanol y 98% gasolina.

1.3.- Medición de corriente eléctrica, voltaje, temperaturas usando como combustible una mezcla de 4% etanol y 96% gasolina.

1.4.- Medición de corriente eléctrica, voltaje, temperaturas usando como combustible una mezcla de 6% etanol y 94% gasolina.

1.5.- Medición de corriente eléctrica, voltaje, temperaturas usando como combustible una mezcla de 8% etanol y 92% gasolina.

En la presente sección se describe los recursos experimentales empleados para la obtención de las mediciones realizadas en los ensayos. Las medidas de las temperaturas en el interior del tubo de escape y la pared externa, nos permite calcular la transferencia de calor en un sistema de escape de un motor de cuatro tiempos, de encendido por chispa modificando concentraciones del combustible etanol-gasolina. La obtención del calor transferido es información que sirve para un balance de energía, entre lo que se suministra por la mezcla aire-combustible y el calor transferido por los diferentes sistemas donde se expulsa calor hacia el exterior del motor.

En la figura 4.1 se muestra el motor que incluye todos sus sistemas y que es objeto del presente estudio.



*Figura 4.1 Grupo generador de electricidad usado en el presente estudio*

En esta figura 4.1 se muestran un generador eléctrico puesto a punto para realizar ensayos modificando diferentes concentraciones de etanol. El motor de combustión interna es atmosférico monocilíndrico de refrigeración por aire (aletas de enfriamiento). En la tabla 1 se muestran las principales características del grupo electrógeno.

Para la medición de la temperatura del gas en el interior del sistema de escape se han empleado termopares tipo K. También, se ha registrado la temperatura de la pared del sistema de escape. Para registrar las mediciones se ha usado un sistema de adquisición de datos.

Característica del MCI y Generador de electricidad	
Cilindrada del MCI	420 cc
Número de cilindros	Monocilíndrico
Suministro de combustible	Carburador
Régimen de giro	3600 rpm
Factor	1
Frecuencia	60 Hz
Número de fases	Una fase

#### Configuración del grupo electrógeno

También, se han usado resistencias eléctricas para consumir energía del grupo electrógeno, esto nos genera diferentes condiciones de operación del grupo. La potencia consumida por las resistencias son 1000, 2000 y 3000 W. Para la medición de la corriente eléctrica y el voltaje se ha usado un multímetro. Por otra parte, en las mezclas del combustible etanol-gasolina se ha usado un sistema de medida de combustible con la finalidad de proveer de forma cuantitativa el suministro másico de combustible entrante al motor. Las concentraciones de etanol suministradas al motor de combustión interna son del 0, 2, 4, 6 y 8 % de etanol.

Como las resistencias cada una consume 1000 wats se deberán utilizar 3 resistencias de tipo:

SKU: ERC1000

- Modelo: ERC-1000
- Resistencia calentadora de agua
- 4 vueltas
- Ideal para 23 litros
- Longitud de cable: 0,75 m
- Alimentación: 127 V / 60 Hz / 1000 W



*Figura 4.2 Resistencia eléctrica para consumir la potencia eléctrica.*

Para registrar las emisiones de escape se ha usado un sistema de medición que permite medir las emisiones emitidas de HC, CO y CO<sub>2</sub>. Que se muestra en la figura 2. Para realizar los ensayos en banco motor se ha dejado calentar el motor. Posteriormente, se introduce una sonda en el sistema de escape del motor, para medir las emisiones. Después, la información medida es procesada para su análisis.



*Figura 4.3. Sistema de medición de emisiones*

Para medir la corriente y voltaje en el sistema se utilizará un multímetro digital con las siguientes características:



Figura 4.4 multímetro digital.

Componentes incluidos      Multímetro de aislamiento 2 en 1.

Estilo    1587FC

Número de modelo    4691215

Número de piezas      FLUKE-1587 FC

Número de serie del fabricante      FLUKE-1587 FC

Peso del artículo      300 gramos

Precisión de la medición       $\pm (1\% + 3)$

Tipo de fuente de energía      Cable eléctrico

Para mejorar la calidad de los resultados se han realizado diferentes mediciones. De esta forma, siguiendo el proceso descrito, se han realizado diferentes ensayos, bajo las diferentes concentraciones de etanol en el combustible.

Análisis de los resultados obtenidos.

- 1.1.- Comparativa de temperaturas a las diferentes mezclas de combustible.
- 1.2.- Comparativa de potencia a las diferentes mezclas de combustible.
- 1.3.- Comparativa de corriente eléctrica a las diferentes mezclas de combustible.
- 1.4.- Análisis de transferencia de calor en el tubo de escape.
- .....1.5.- Análisis de las emisiones registradas en el tubo de escape.

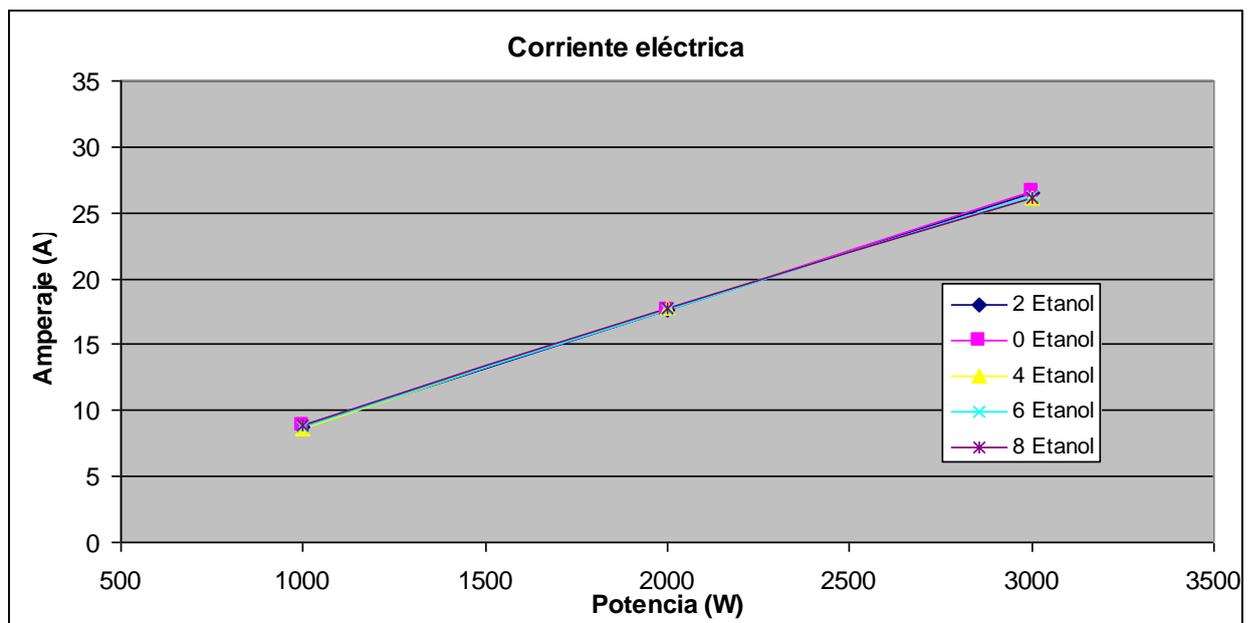
## 5 Resultados

### 5.1 Resultados del análisis de transferencia de calor

Los resultados de las prestaciones del grupo electrógeno se muestran en la presente sección. En la *figura 5-1* se muestra la corriente eléctrica que entrega el generador eléctrico.

En la *figura 5-1* se observan resultados del amperaje registrado con el multímetro bajo las diferentes cargas a las que fue sometido el generador eléctrico. Los resultados muestran un incremento en el consumo de corriente eléctrica a medida que se va incrementando la carga con las resistencias eléctricas, por ende, la potencia consumida.

Estos resultados se han registrado modificando la concentración porcentual de etanol en la mezcla del combustible etanol-gasolina en el motor térmico, con variaciones de etanol de 0, 2, 4, 6, 8 %; donde se pueden observar diferencias de hasta 2.74, 1.25, y 2.03 % respectivamente a 1000, 2000 y 3000 W.



*Figura 5-1 Corriente eléctrica suministrada por el generador eléctrico*

Estas diferencias, entre los valores medidos de intensidad de corriente eléctrica, modificando la carga y el suministro de etanol al motor de combustión interna. Por otra parte, en la figura 3 se muestra los resultados medidos de tensión eléctrica, con diferentes cargas impuestas al generador eléctrico, donde los resultados de voltaje muestran rangos mínimos y máximos de 116.6 a 123.2 V. Esto se debe principalmente a que a bajas cargas el generador provee la máxima tensión por estar sobre diseñado el generador a bajos consumos de energía.

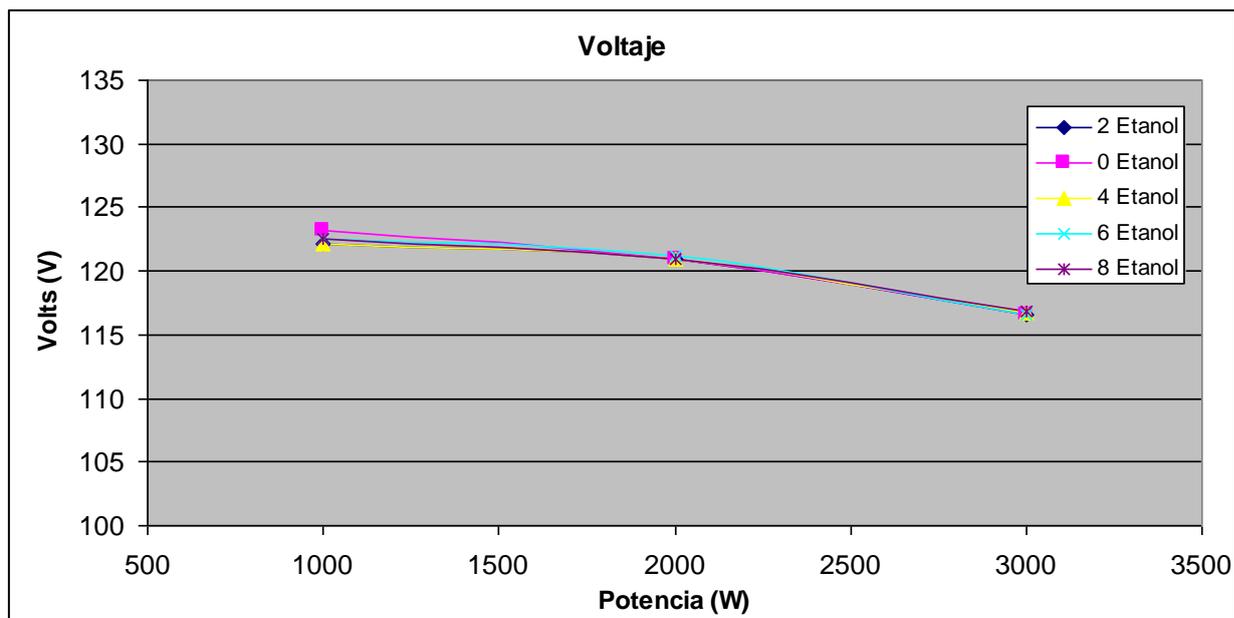
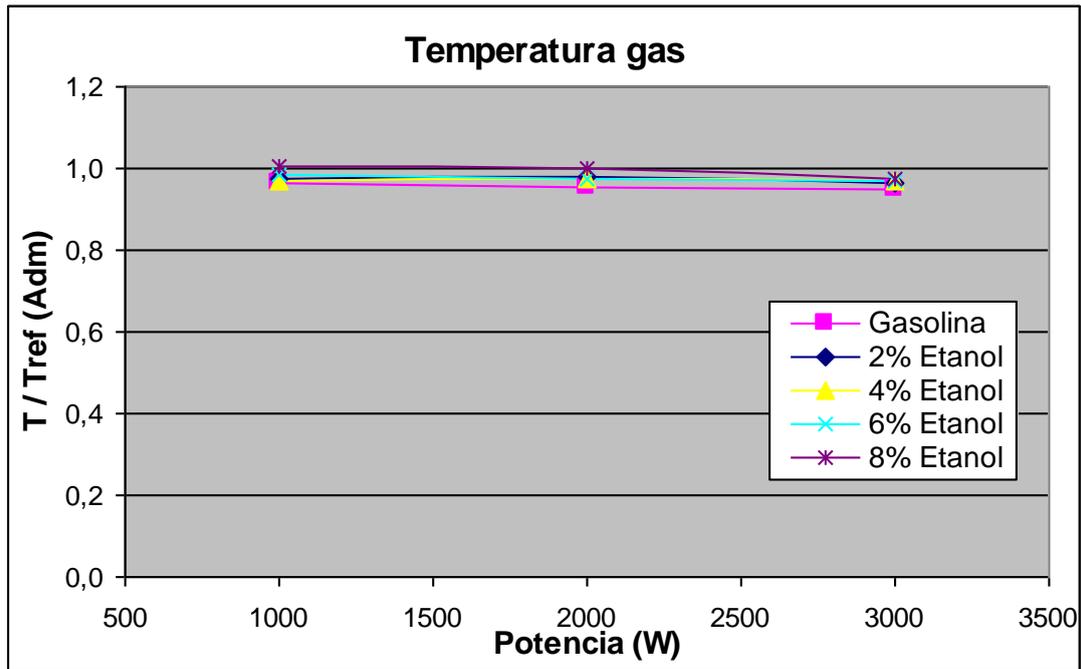


Figura 5-2 Tensión suministrada por el generador eléctrico

No obstante, conforme se incrementa la demanda de energía eléctrica el generador eléctrico va reduciendo la capacidad de tensión eléctrica que es capaz de suministrar. Pero, es importante señalar que los valores de voltajes registrados están en un rango de voltaje válido para consumos eléctricos típicos de una casa de bajo a medio consumo de energía eléctrica, que cuenta con suministro eléctrico de 110 V. De esta forma, siguiendo la tendencia que se muestra en esta *figura 5-2*, que al incrementar más la carga, la tensión será el valor que entrega la red eléctrica, donde evidentemente, esta carga es el límite de diseño del generador eléctrico. También los valores que se muestran en esta misma figura son considerando las mismas diferentes mezclas de combustible etanol-gasolina; donde se muestran diferencias inferiores al 0.81, 0.24 y 0.17 % respectivamente a 1000, 2000, 3000 W. en cada específica condición de carga, y del 5.66 % entre los valores mínimos y máximo registrados en todos los ensayos.

Por otra parte, a partir de aquí, se muestran los resultados del desempeño que tiene el motor de combustión interna, que es el que proporciona la energía mecánica al generador eléctrico para que se disponga de energía eléctrica. De esta forma, en la *figura 5-3*, se muestran los resultados registrados de la instrumentación del sistema de escape.



*Figura 5-3 Resultados de la temperatura del gas de escape*

En la figura 5-3, se muestran la temperatura en el interior del sistema de escape, considerando diferentes grados de carga tanto del generador eléctrico como del motor de combustión interna, bajo las mismas diferentes concentraciones del combustible etano-gasolina de la figura 5-1 y la figura 5-2. Así pues, en la figura 5-3 se observan los resultados de temperatura en su forma adimensional, para contrastar de forma comparativa todas las mediciones, donde se ha usado una condición que ha sido registrada en el grupo electrógeno como de referencia. Las temperaturas se tienen diferencias inferiores al 4.71, 4.91 y 2.62 % respectivamente a 1000, 2000, 3000 W. En estos resultados, al modificar las diferentes cargas, se pueden observar bajas variaciones en las temperaturas; principalmente por que el régimen de giro es constante, como se indica en la tabla 1. También, las temperaturas de la pared externa del escape se muestran en la figura 5-4.

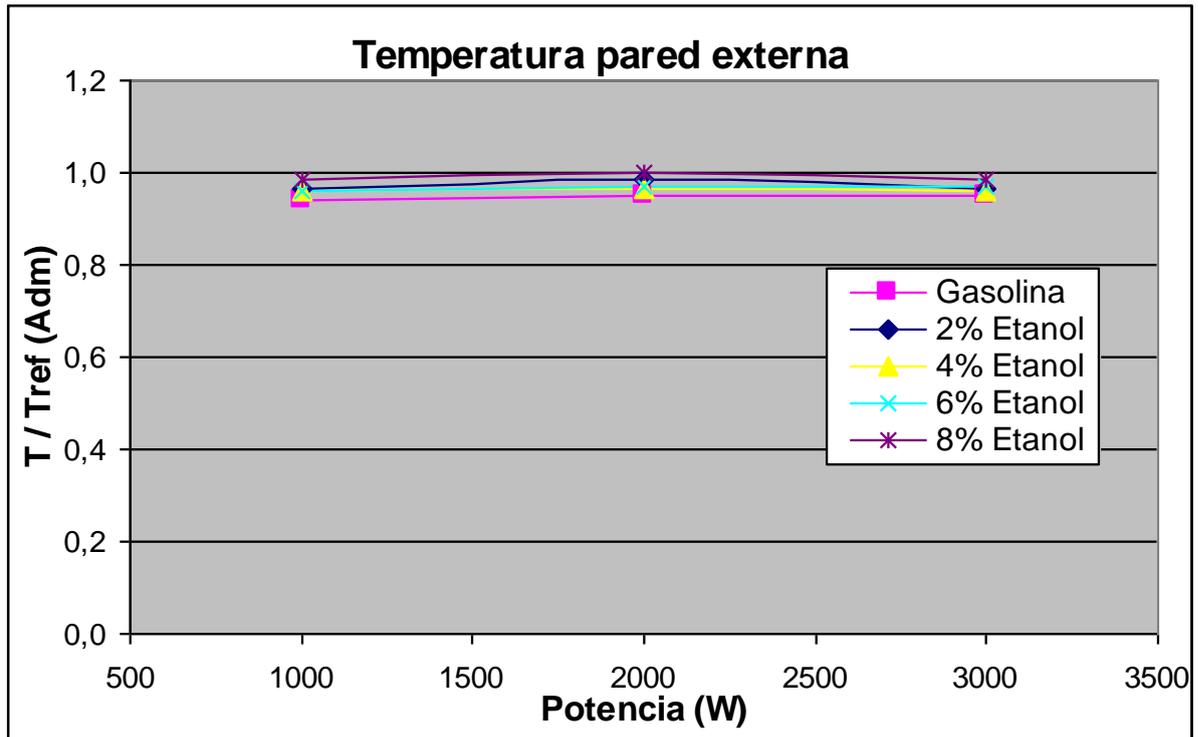
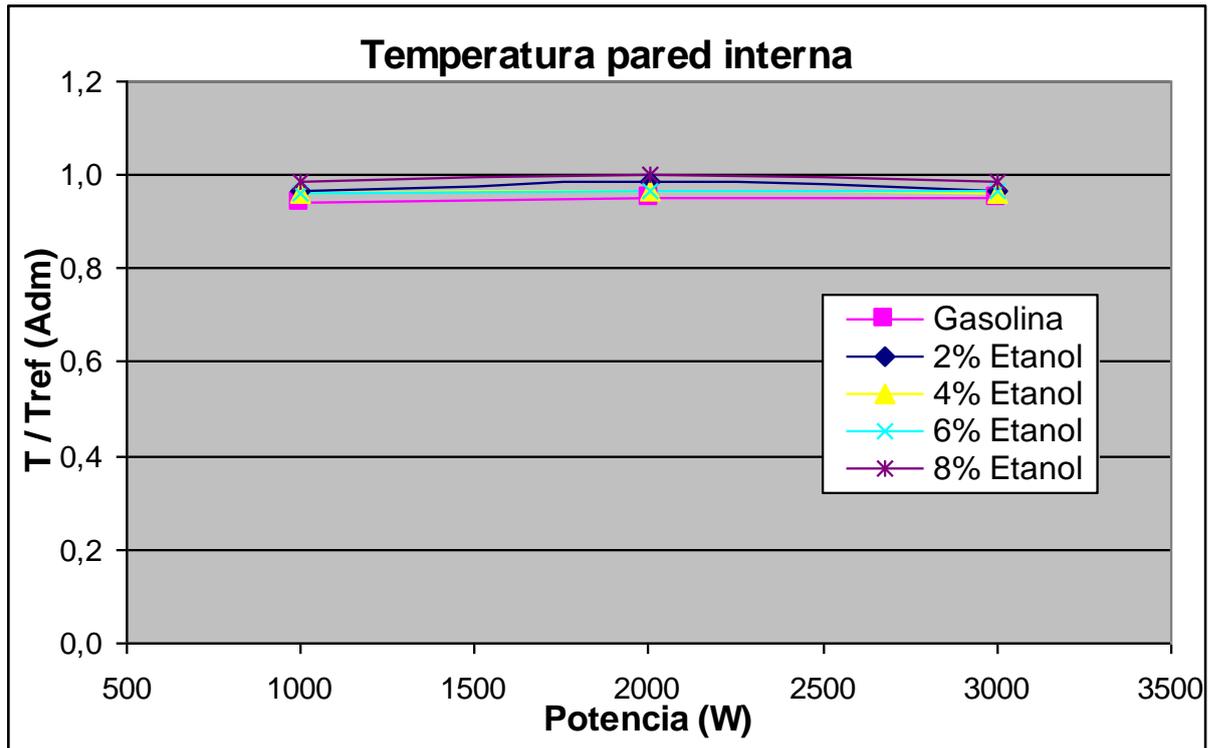


Figura 5-4 Resultados de la temperatura de la pared externa de escape

En la *figura 5-4*, se muestra las mediciones hechas en la pared externa del sistema de escape, considerando las diferentes condiciones de carga que se han presentado en la *figura 5-3*, se muestran en su forma adimensional, para ello se ha empleado una condición medida. Estos resultados muestran diferencias inferiores a 4.83, 5.1 y 3.6 % respectivamente a 1000, 2000, 3000 W. Por otra parte, adoptando hipótesis unidimensionales con la ecuación (2), fue posible determina la temperatura de pared interna, estos resultados se muestran en la *figura 5-5*.



*Figura 5-5 Temperatura de la pared interna de escape*

Los resultados de temperatura de pared interna muestran diferencias máximas de 4.83, 6.21 y 3.55 % respectivamente a 1000, 2000, 3000 W. Ahora, los valores obtenidos para determinar la tasa de calor, modificando el coeficiente de convección se muestran en la *figura 5-6*.

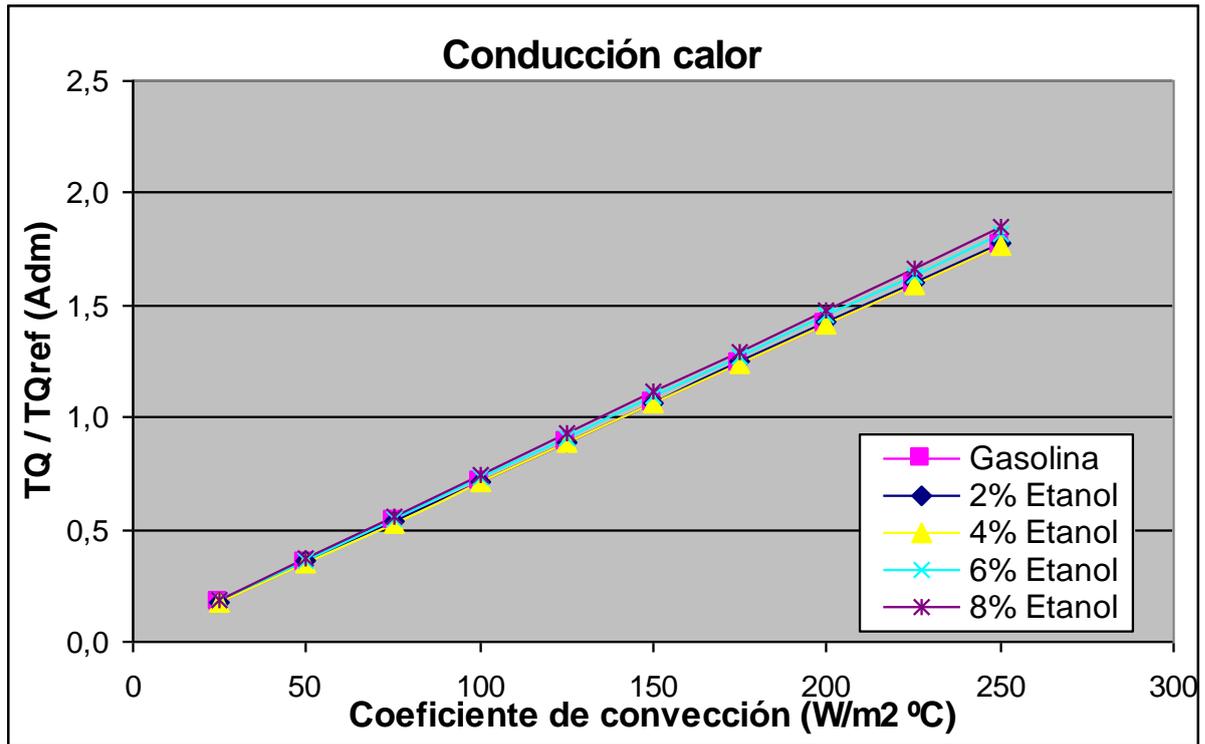


Figura 5-6 Estudio paramétrico de transferencia calor modificando el coeficiente de convección para una carga de 1000 W

En la *figura 5-6*, se muestra como el flujo de calor se incrementa al aumentar el coeficiente de convección, que es razonable, por el efecto que imprime el coeficiente en la transferencia de calor, estos resultados se muestran en su forma adimensional, tomando en cuenta una condición de referencia que considera un promedio de los coeficientes de película del estudio paramétrico. También, en la *figura 5-7*, se muestran estos mismos resultados, pero considerando una carga de 2000 W en el generador eléctrico. Están en su forma adimensional con la misma condición de referencia de la *figura 5-6*.

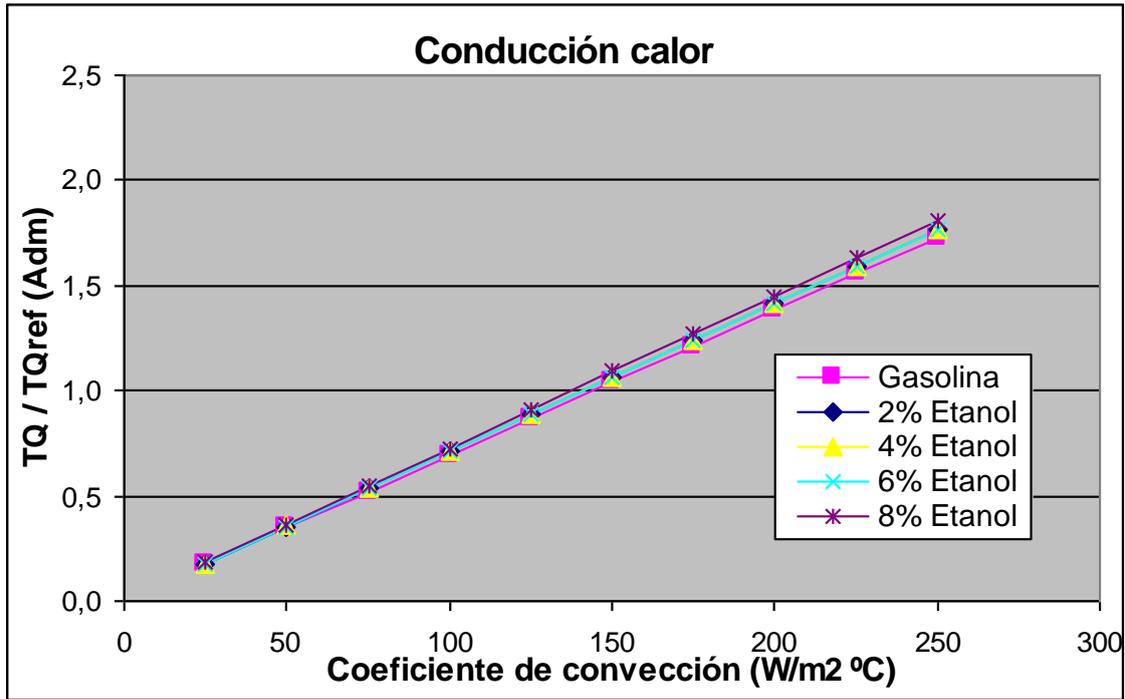


Figura 5-7, Estudio paramétrico de transferencia calor modificando el coeficiente de convección para una carga de 2000 W

En esta figura 5-7, al igual que en la figura 7, se muestra que el flujo de calor se incrementa al aumentar el coeficiente de convección. Finalmente, en la figura 5-8, se muestran los mismos resultados de las figuras 5-6 y 5-7, pero con una carga de 3000 W.

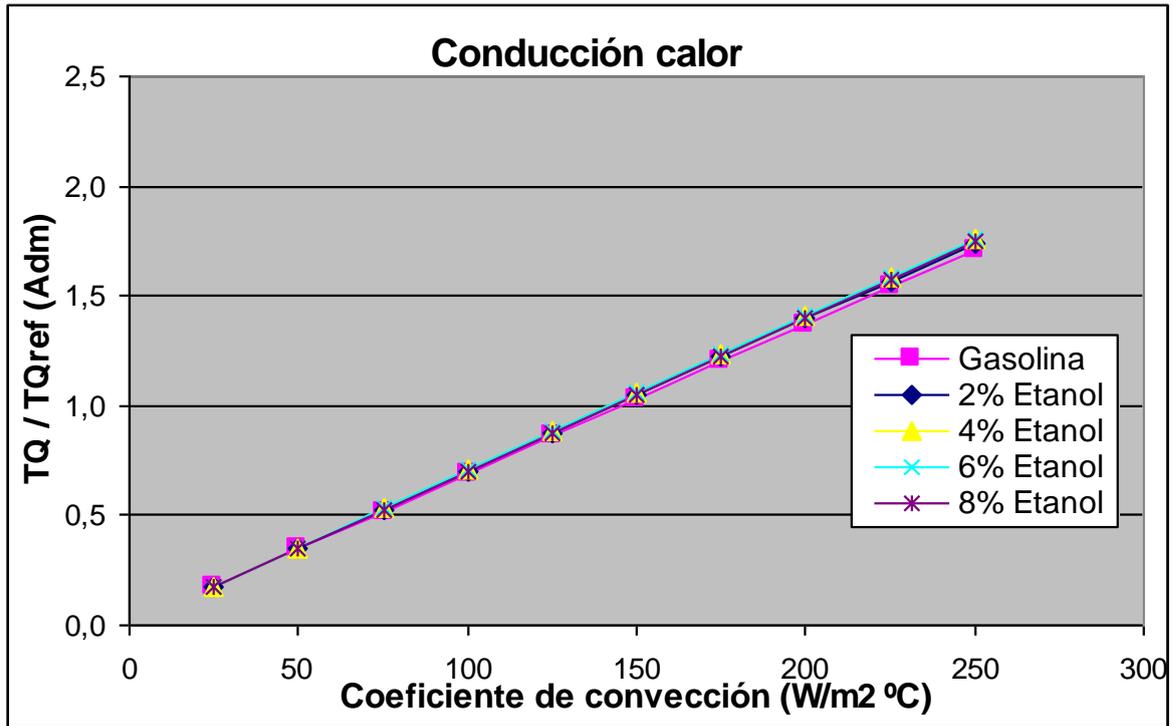


Figura 5-8 Estudio paramétrico de transferencia calor modificando el coeficiente de convección para una carga de 3000 W

En estas figuras, se muestran diferencias de hasta 4.83, 4.81 y 2.75 % respectivamente a una carga de 1000, 2000, 3000 W, que son con un coeficiente de convección de 250 W/m<sup>2</sup>°C.

## 5.2 Resultados de las emisiones contaminantes

Los resultados de emisiones de hidrocarburos sin combustión se muestran en la figura 5.1-1. Se muestran valores adimensionales que sirven para efectos comparativos entre las diferentes condiciones de operación exploradas. Estas mediciones hechas, con las diferentes concentraciones de etanol en el combustible son aceptables para motores de combustión interna que no están fabricados para concentraciones de etanol mayores.

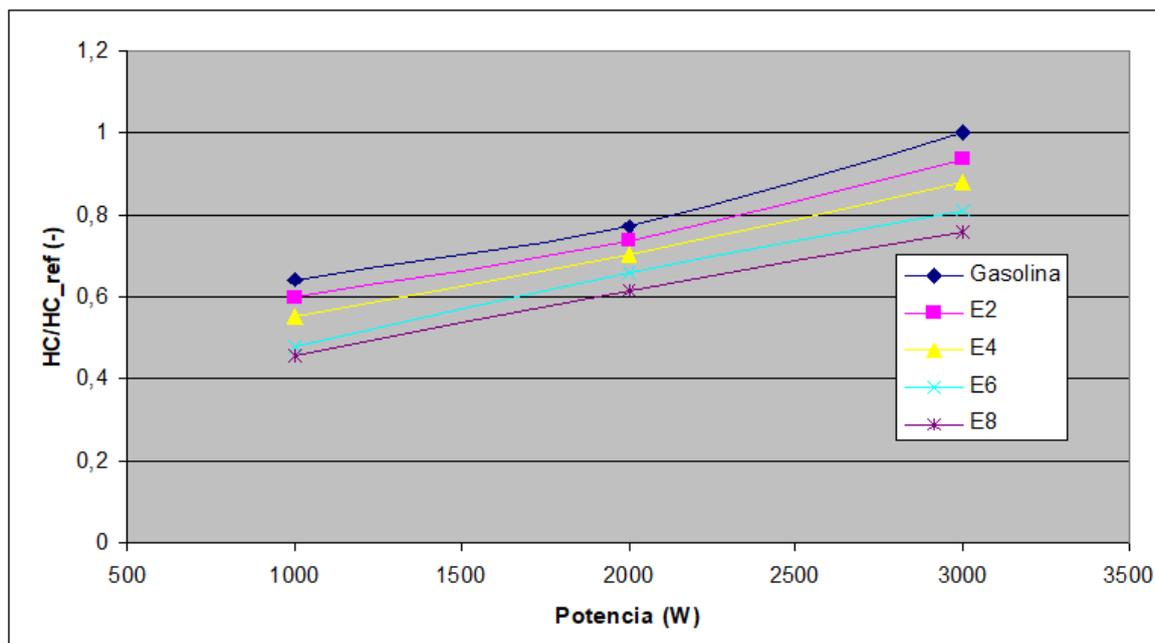


Figura 5.1-1. Emisión de hidrocarburos sin combustión registrada en banco de ensayos con diferentes cargas y concentraciones de etanol.

En la *figura 5.1-1*, se observa que a una carga de 1000W se tienen menos emisiones, y éstas van aumentando conforme se aumenta la carga de 2000 y 3000 W. Los hidrocarburos sin combustión son el resultado de un proceso de combustión incompleta en el motor térmico. También, se tienen hidrocarburos sin combustión en el escape por la masa de cortocircuito que sale durante el periodo de traslape entre las válvulas de admisión y escape. Otra forma, nada despreciable en este tipo de motor, en la que se promueven este tipo de emisiones, es por concentraciones de combustible; que existen por tener relaciones aire combustible desfavorable, donde el combustible no alcanza a quemarse.

Las emisiones de monóxido de carbono emitidas se muestran en la *figura 5.1-2*, las cuales se originan como una reacción intermedia necesaria cuando se quema el combustible, que existen en mezclas estequiométricas de estado rica.

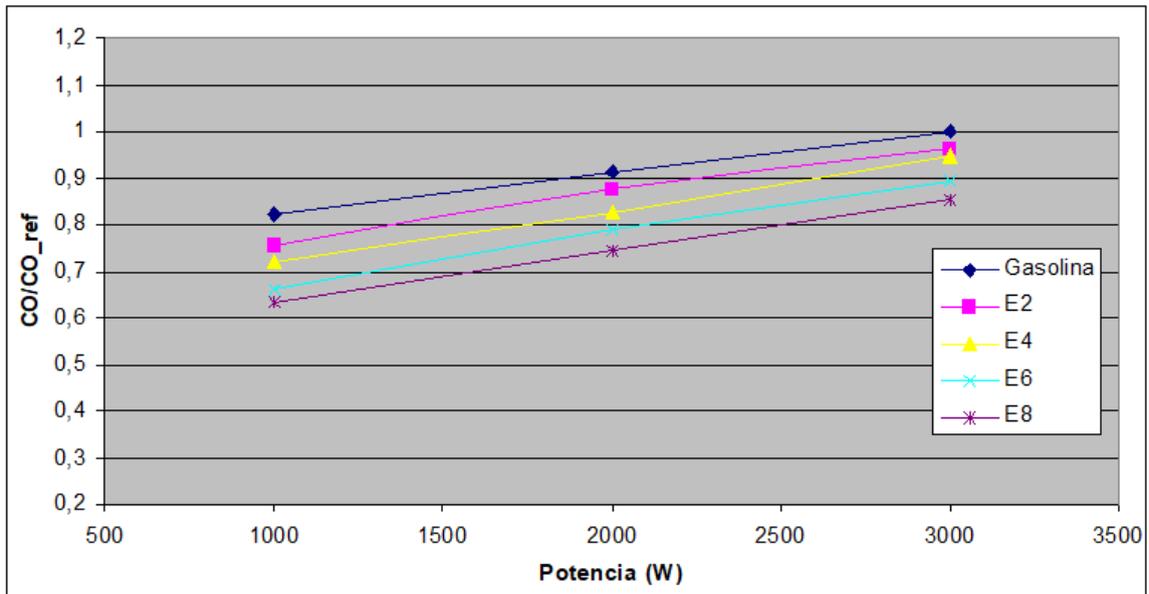


Figura 5.1-2. Emisión de monóxido de carbono emitido por el motor térmico en banco motor con diferentes cargas y concentraciones de etanol.

El CO se acentúa conforme se incrementa la potencia que entrega el motor de combustión interna. Estos resultados obtenidos, son razonables con los resultados obtenidos en las mediciones realizadas, conforme se muestra en la figura 5.1-1. Donde, se tienen relaciones de aire combustible ricas conforme se incrementa la potencia del motor. Por otra parte, los resultados obtenidos a diferente potencia, en banco motor, de emisiones de dióxido de carbono se muestran en la figura 5.1-3.

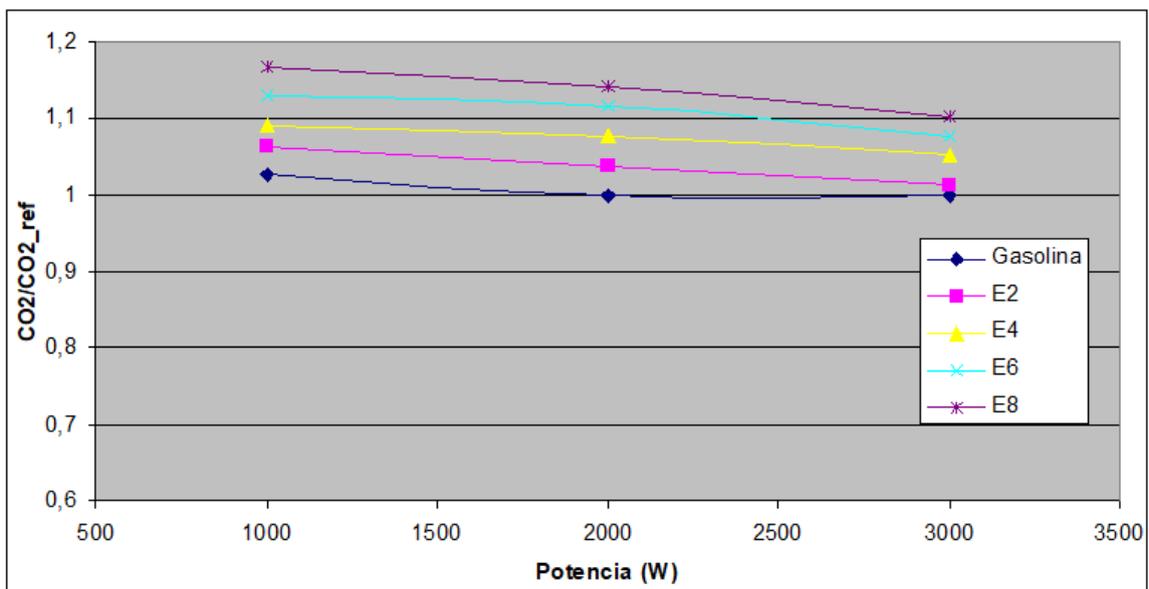


Figura 5.1-3. Emisión de Dióxido de Carbono emitido por el motor térmico en banco motor con diferentes cargas y concentraciones de etanol.

En este contexto, el gas de efecto invernadero, el CO<sub>2</sub>, son directamente proporcionales al consumo de combustible. La relación que existe en las emisiones de CO<sub>2</sub> y el tipo de combustible son dos parámetros que describen su composición química: (i) relación hidrógeno y carbono y; (ii) la proporción oxígeno y carbono. De esta forma, al incrementar la potencia, se incrementan las emisiones de los hidrocarburos sin combustión y el Monóxido de Carbono, como se muestra en la figura 2 y en la figura 3, lo cual indica una penalización en la emisión de Dióxido de Carbono al aumentar la potencia del motor de combustión interna, como se muestra en la figura 5.1-3.

## 6 Conclusiones

En la presente investigación se ha realizado un estudio de transferencia de calor en el escape en un motor de cuatro tiempos que forma parte de un grupo electrógeno. Primeramente, se han mostrado resultados de corriente eléctrica y voltaje del generador eléctrico para 1000, 2000, 3000 W. En los resultados obtenidos se tienen diferencias de hasta 2.74 y 0.81 % de corriente y voltaje respectivamente en todos los ensayos realizados. Por otra parte, en cuanto al motor de combustión interna, se ha medido la temperatura del gas y de la pared externa bajo diferentes concentraciones de etanol que varían del 0 al 8 %. También se ha resuelto la ecuación diferencial unidimensional de transferencia de calor para, primeramente, obtener una ecuación que determina el perfil de temperatura en función del radio del tubo de escape y, seguidamente, para obtener la tasa de calor que se expulsa al exterior. En las temperaturas se observaron diferencias inferiores a 4.91, 5.1 y 6.21 en las temperaturas del gas de escape, pared de escape externa y pared de escape interna, respectivamente en todos los ensayos y resultados obtenidos. También, se han obtenido diferencias de hasta 4.83 % en la tasa de calor con todas las concentraciones de combustible investigadas. Finalmente, estos resultados indican que bajo concentraciones de etanol que varían del 2 al 8 %, en un amplio rango de operación del grupo electrógeno, no hay cambios significativos en las prestaciones del generador eléctrico y motor de combustión interna, de esta forma, con este estudio se demuestra que es posible usar el etano sin que afecte el comportamiento de ambos motores, principalmente, con las condiciones de combustible experimentadas.

En el presente trabajo se ha usado un motor de cuatro tiempos para medir las emisiones de gases de escape que se generan producto del proceso de la combustión. Las mediciones se han realizados bajo diferentes cargas del generador eléctrico acoplado al motor de combustión. Se ha realizado un estudio de emisiones modificando también la concentración de etanol. Las variaciones de etanol fueron del 0-8 %. Las principales emisiones fueron los HC, CO y CO<sub>2</sub>. Las variaciones máximas de emisiones modificando las diferentes cargas fueron del 50, 27 y 10 % de HC, CO y CO<sub>2</sub>. También se logra una reducción de hasta el 40 % en las emisiones de HC al incorporar etanol al combustible. En cuanto a las emisiones de CO se logra reducir un 34 % cuando se incorpora etanol al combustible. Finalmente, en cuanto a las emisiones de CO<sub>2</sub> se observó que se incrementa este tipo de emisión hasta un 25 %. De esta forma, los resultados del presente estudio experimental realizado indican que el uso de etanol como combustible contribuye a lograr una combustión completa y reducir las emisiones de HC y CO por combustión incompleta.

## 7 Referencias

- [1] Negrillo Ramírez, Giovanna Yanina. (2004). Proyecto Etanol, Universidad de San Martín de Porres.
- [2] H. Bravo-Álvarez, R. Soto-Ayala, R. Sosa-Echeverría y P. Sánchez-Álvarez. (2003). Efecto de la lluvia ácida en el material constituyente de los monumentos mayas mexicanos. División de Ciencias Básicas, Facultad de Ingeniería, UNAM.
- [3] Castillo, P, & Caballero, P. (2012). Análisis de las propiedades fisicoquímicas de gasolina y diesel mexicanos reformulados con Etanol. Ingeniería Investigación y Tecnología, XIII, 14. 2017, De SCIELO Base de datos.
- [4] Luis Fernando Garcés Giraldo, Marta Lucía Hernández Ángel. (2004). La lluvia ácida: un fenómeno fisicoquímico de ocurrencia local. Revista Lasallista de Investigación. Corporación Universitaria Lasallista Colombia.
- [5] D. Granados Sánchez; G. F. López Ríos; M. Á. Hernández García (2010). La lluvia ácida y los ecosistemas forestales. Revista Chapingo serie ciencias forestales y del ambiente.
- [6] María Guadalupe Miranda Pascual, Sara Rodríguez Mercado y Ernesto García García. (2008). Parece que va a llover... Lluvia ácida.
- [7] GROSSMAN, W. D. 1988. Products of photo-oxidation as a decisive factor of the new forest decline? Results and considerations. Ecol. Modell. 41:281-305.
- [8] Ovando, R. (2010). Los gases efecto invernadero. En contaminación atmosférica por bióxido de carbono emitido por vehículos automotores en la ciudad de Torreón (22 - 31). Coahuila - México: Universidad Antonio Narro.
- [9] EdD. Pérez Darquea Diego Gustavo. (2017), Vol 2, No. 23-34 ISSN 2477-9024, Estudio De Emisiones Contaminantes Utilizando Combustibles Locales, Universidad Internacional del Ecuador, Guayaquil.
- [10] Chow, S. (1987). Petroquímica y Sociedad. Mexico: 1987
- [11] EPA. (1996). Manual de Participación: Publica de la RCRA (RCRA Public Participation Manual). Marzo 2017, de EPA Sitio web <https://nepis.epa.gov/Exe/ZyPURL.cgi?Dockey=10000Y1Z.txt>
- [12] Ulrich, B. (1983). A concept of forest ecosystem stability and of acid deposition as driving force for destabilization. Dordrecht, Netherlands: Reidel.
- [13] Mario Nogales. (2017). Tipos de motores según la distribución de sus cilindros. coches.com. <https://noticias.coches.com/consejos/tipos-motores-distribucion-de-cilindros/273610>
- [14] José Roberto Álvarez Calvo, Carlos Ernesto Sáenz Camacho, Lilian Andrea Torres Céspedes. (2007). Utilización de Etanol en un Motor a Gasolina. Instituto Tecnológico y de Estudios Superiores de Monterrey.

- [15] Duncan Graham-rowe. (2009). Un motor “adaptable” hace más competitivo al etanol. <https://www.technologyreview.es/s/251/un-motor-de-etanol-mas-eficiente>.
- [16] Richard L. Bechtold. (1997). *Alternative Fuels Guidebook*. SAE International.
- [17] Motores a Gas. [https://www.castrol.com/es\\_mx/mexico/home/industrial/lubricants-by-sector/other-industries/other-sectors/power-generation/applications/gas-engines.html](https://www.castrol.com/es_mx/mexico/home/industrial/lubricants-by-sector/other-industries/other-sectors/power-generation/applications/gas-engines.html).
- [18] Motor de gas. [https://es.wikipedia.org/wiki/Motor\\_de\\_gas](https://es.wikipedia.org/wiki/Motor_de_gas).
- [19] Barone Sebastián, Citarella Bruno, Crispiani Federico, Pesavento Nicolás. (2011). *Sobrealimentación en motores*. Universidad Nacional de La Plata.
- [20] Alejandra Otero. (2018). Coches de hidrógeno: así funciona esta tecnología de cero emisiones contaminantes. <https://www.motorpasion.com/tecnologia/coches-de-hidrogeno-asi-funciona-esta-tecnologia-de-cero-emisiones>
- [21] Vehículo de hidrógeno. (2021). [https://es.wikipedia.org/wiki/Veh%C3%ADculo\\_de\\_hidr%C3%B3geno](https://es.wikipedia.org/wiki/Veh%C3%ADculo_de_hidr%C3%B3geno)
- [22] Cengel Y. A. & Boles M. A. (2013). *Termodinámica*. New York, U.S.A: McGraw-Hill
- [23] Dianelys Ondarse Álvarez. (2021). Combustión. <https://concepto.de/combustion/>  
<https://concepto.de/combustion/>
- [24] Cengel, Y. A. (2016). *Transferencia de calor y masa*. McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V.
- [25] Wark K. & Richards D. E. (2000). *Termodinámica*. Aravaca, Madrid: McGraw-Hill
- [26] Giacosa D. & Montalbetti L. Tr(1989). *Motores endotérmicos*. Dossat, S.A.
- [27] Payri G. F. & Desantes F. JM. (2011). *motores de combustión interna alternativos*. Universidad Politécnica de València.
- [28] Willard W. P. *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*. Prentice Hall Hupper Saddle River. University of Wisconsin, Platteville.
- [29] Gonzalez C. D. (2015). *Motores térmicos y sus sistemas auxiliares*. Madrid, España: Paraninfo S.A.
- [30] Gonzalez C. D. (2015). *Mantenimiento de motores térmicos de dos y cuatro tiempos*. Madrid, España: Paraninfo S.A.
- [31] Echeverri Londoño C. A. (2019) *contaminación atmosférica*. Ediciones de la U.
- [32] Ramírez G. I. (2015). *Mezcla con etanol trae beneficios*. Guatemala. Periódico líder de Guatemala. <https://www.prensalibre.com/economia/mezcla-con-etanol-trae-beneficios/>

- [33] Garcia G. (2019). *El etanol no es un enemigo: así de bueno puede ser en la proporción correcta*. Motorpacionmexico <https://www.motorpasion.com.mx/tecnologia/etanol-mexico>.
- [34] Cubre P. (2019) *ETANOL» Qué es, Usos, Ventajas*. Cubre Pueblos. <https://cumbrepuebloscop20.org/energias/combustibles/etanol/>
- [35] Cubre P. (2019) *ETANOL» Qué es, Usos, Ventajas*. Cubre Pueblos. <https://cumbrepuebloscop20.org/energias/combustibles/fosiles/>
- [36] Cortez M. C. (2018). *Ventajas del uso de etanol en gasolinas*. México. Excelsior <https://www.dineroenimagen.com/maricarmen-cortes/ventajas-del-uso-de-etanol-en-gasolinas/104012>
- [37] U. S. Departament of Energy. (2001). *Etanol*. <https://www.fueleconomy.gov/feg/esethanol.shtml>
- [38] Eleconomista.es (2014). *Añadir etanol a un coche de gasolina aumenta su rendimiento y eficiencia*. Mexico. Eleconomista.es <https://www.eleconomista.es/ecomotor/motor/noticias/6225494/11/14/Anadir-etanol-a-un-coche-de-gasolina-aumenta-su-rendimiento-y-eficiencia.html>
- [39] Garza J. (2019). *Todo lo que debe saber de la mezcla de gasolina con etanol*. *LAREPUBLICA.net* <https://www.larepublica.net/noticia/todo-lo-que-debe-saber-de-la-mezcla-de-gasolina-con-etanol>
- [40] Clavero D. (2019). *Etanol y coches viejos: Como afecta el motor repostar gasolinas E5 Y E10*. DIARIOMOTOR <https://www.diariomotor.com/noticia/problemas-averias-motor-gasolina-etanol/>
- [41] (2017). *¿Se puede combinar el etanol y la gasolina? ¿Sufre desgaste el carro si arranco con el aire acondicionado?* México. A.m. noticias. [https://www.cne.gob.sv/wp-content/uploads/2017/08/proyecto-piloto-para-mezcla-y-uso-de-etanol\\_.pdf](https://www.cne.gob.sv/wp-content/uploads/2017/08/proyecto-piloto-para-mezcla-y-uso-de-etanol_.pdf)
- [42] Ginés de Mula. (2014). *Desmontando el mito: el uso del etanol en tu coche*. <http://www.laenergiadelcambio.com/desmontando-el-mito-el-uso-del-etanol-en-tu-coche/>
- [43] Jaime Torres, Daniel Molina, Carlos Pinto, Fernando Rueda. (2002). *Estudio de la mezcla de gasolina con 10% de etanol anhidro. evaluación de propiedades fisicoquímicas*. Colombia. Instituto Colombiano del Petróleo.
- [44] American Petroleum Institute, (1988). *“Alcohols and ethers”*. Washington, D. C., API Publication 4261.
- [45] Al-dawood, A. M. and Gandhidasan, P., (2000). *“Effects of blending crude etanol with unleaded gasoline on exhaust emissions of SI engine”*. In: *Society of Automotive Engineers*.
- [46] Furey, R. L. and Perry, K. L. (1987). *“Vapor pressure of mixtures of gasolines and gasoline-alcohol blends”*. In: *Society of Automotive Engineers Inc*.

- [47] Horsley, L. H., 1973. "Azeotropic data III E". American Chemical Society.
- [48] Kampen, W. H. (1980). "Engines run well on alcohols". *Hydrocarbon Processing*,
- [49] Martín, S. (1980). "Estudio sobre las gasolinas alcohólicas, su desarrollo, ventajas e inconvenientes". *Ingeniería Química*.
- [50] Poulsen, P. B., Hansen, S. H. y Jenser, K. J., (1982). "La viabilidad de la producción de etanol para carburante en España". *Ingeniería Química*.
- [51] Pumphrey, J. A, Brand, J. I and Sheller, W. A. (2000). "Vapour pressure measurements and predictions for alcohol-gasoline blends".
- [52] Timpe, R. C. and Wu, L. (1995). "Vapor pressure response to denaturant and water in E10 blends". *Journal of the Air & Waste Management Association*.
- [53] Alexander García Mariaca, Edwin Darío Cendales Ladino, Andrés Felipe Eslava Sarmiento. (2016), *Motores de combustión interna (mci) operando con mezclas de etanol gasolina: revisión. Bogotá Colombia. Ciencia e Ingeniería Neogranadina*.
- [54] Agarwal, A. K. (2007). *Biofuels (alcohols and biodiesel) applications as fuels for internal combustion engines. Progress in Energy and Combustion Science*.
- [55] Manzetti, S., Andersen, O. (2015). *A review of emission products from bioethanol and its blends with gasoline*. Background for new guidelines for emission control.
- [56] Sánchez, C., Cardona O. (2007). *Fuel ethanol production process design trends and integration opportunities. Bioresource Technology*.
- [57] Departamento Nacional de Planeación. (2008). *Lineamientos de política para promover la producción sostenible de biocombustibles en Colombia*, Conpes 3510. Documento Conpes 3510, Bogotá.
- [58] García, C. (2015). Gasolina Eco-país reemplazará a Extra hasta el 2017. ACELERANDO, 39, 46.
- [59] Martínez, F. (2014). Tipos de gases producidos en la combustión y sus consecuencias. Mayo 2017, de AS Catalizadores Sitio web: [https://www.asl.com/pdf/tipos\\_gases.pdf](https://www.asl.com/pdf/tipos_gases.pdf)
- [60] Men, P. (2010). Ecuador arranca venta de biocombustible. Junio 2017, de BBC Sitio web: [http://www.bbc.com/mundo/ciencia\\_tecnologia/2010/01/100112\\_0245\\_ecuador\\_gasolina\\_verde\\_jr\\_g](http://www.bbc.com/mundo/ciencia_tecnologia/2010/01/100112_0245_ecuador_gasolina_verde_jr_g)
- [61] Rodger W., & Griffin Jr. (1981). *Química orgánica moderna*. Barcelona - España: REVERTÉ.
- [62] Scott Fogler. (2001). *Elementos de ingeniería de las reacciones químicas*. España: PEARSON.

- [63] Suarez, V. (2007). Salud Ambiental De Los Estados Unidos. Santo Domingo
- [64] <https://www.motor.mapfre.es/coches/noticias-coches/lo-que-debes-saber-sobre-los-gases-del-tubo-de-escape/>
- [65] Hasan, m.m., rahman, m.m. and rasul, m. g. (2021). the thermal and auto-ignition performance of a homogeneous charge compression ignition engine fuelled with diethyl ether and ethanol blends, applied thermal engineering, vol. 190.
- [66] Prashant, g.k., lata, d.b. and joshi, p.c. (2016). investigations on the effect of ethanol blend on the combustion parameters of dual fuel diesel engine. applied thermal engineering, vol. 96, 2016.
- [67] Bauer et al. (1997) heat transfer and mixture vaporization in intake port of spark-ignition engine. sae 972983. m.i.t. sloan automotive lab.
- [68] Reyes, miguel. (1994). modelo de transferencia de calor para colectores de escape de motores alternativos. tesis doctoral. universidad politécnica de valencia.
- [69] Jiménez, v.d., mendoza, c., solorio, g., ceja, l.e., guerrero, r. (2018). transferencia de calor local en un sistema de escape en un motor de 4.1 l de encendido por chispa. academia journals, vol. 10, no. 3, issn 1946-5351, morelia, méxico.
- [70] Mofijur, m., rasul, m. g., hyde, j., azad, a. k., mamat, r., & bhuiya, m. m. k. . (2016). role of biofuel and their binary (diesel–biodiesel) and ternary (ethanol–biodiesel–diesel) blends on internal combustion engines emission reduction. renewable and sustainable energy reviews, 53, 265-278.
- [71] Jiménez macedo et al. (2019). construcción, optimización y evaluación experimental de una celda de hidrógeno. cecti, morelia, méxico.
- [72] Natkin rj, tang x, whipple km, kabat dm. (2002). stockhausen wf. ford hydrogen engine laboratory testing facility. sae technical paper no. 2002-01-0241.
- [73] Rakopoulos constantine et giakoumis evangelos. (2009). diesel engine transient operation, springer-verlag london limited, isbn 978-1-84882-374-7, doi 10.1007/978-1-84882-375-4.

## Glosario

*Cámara de combustión.* Cavidad donde se inicia la combustión y está formada por la culata y la parte superior del pistón cuando está en el punto muerto superior (PMS). En la cámara de combustión, se encuentran las válvulas que permiten la entrada y salida de los gases al interior del cilindro.

*Carburador.* Elemento encargado de suministrar la mezcla de aire y combustible al interior del motor. Su principio de funcionamiento se basa en el efecto Venturi, depresión que produce un fluido cuando se acelera su velocidad a causa de un estrechamiento.

*Cilindro.* Cavidad del bloque motor por donde se desplaza el pistón en su recorrido alternativo. El cilindro puede estar mecanizado directamente sobre el bloque o estar formado por una camisa que se coloca en el bloque (camisa húmeda).

*Compresión.* Fase del funcionamiento de un motor de combustión donde se produce la compresión de los gases que han entrado al interior del cilindro durante la admisión. Durante esta fase, el pistón realiza una carrera ascendente desde el Punto Muerto Inferior (PMI) hasta el Punto Muerto Superior (PMS). El volumen del cilindro se reduce hasta el contenido en la cámara de combustión y la mezcla se calienta a la espera de la chispa en la bujía.

Entre estos ruidos se pueden mencionar: detonaciones por mala combustión, asientos de válvulas dañados, válvulas torcidas, bujías en mal estado.

*EFI (“Electronic Fuel Injection”).* Es un mecanismo de suministro de combustible que elimina la necesidad de un carburador. Un sistema de control computarizado que toma en cuenta los cambios de elevación y proporciona la información necesaria al sistema EFI para cambiar la mezcla de aire-combustible y así lograr una óptima economía de combustible y el rendimiento del motor.

*Etanol Anhidro.* Tipo de alcohol etílico obtenido a partir de fermentación alcohólica que se caracteriza por tener muy bajo contenido de agua (menor al 0.1%) y ser compatible para mezclar con gasolinas en cualquier proporción para producir un combustible oxigenado con mejores características.

*Etanol Hidratado.* Tipo de alcohol etílico obtenido a partir de fermentación alcohólica que se caracteriza por tener un contenido de agua alrededor del 5%.

*Inyección Gasolina.* Sistema de alimentación que prescinde del carburador para hacer llegar la mezcla a los cilindros y que cuenta con inyectores de combustible para dicha tarea. Los sistemas de Inyección pueden ser mecánicos o electrónicos, en la actualidad electrónica.

*Mezcla idónea.* La combustión completa entre un combustible (gasolina o gasóleo) y un comburente (aire) tiene que realizarse en proporciones adecuadas para que se consiga aprovechar todo el rendimiento posible. El combustible está formado por hidrocarburos que tienen que reaccionar con el oxígeno del aire. La proporción en masa de combustible y comburente necesarios para lograr una combustión completa es de 14.7 partes de aire (en masa) por cada parte de gasolina (en masa). Es decir, para quemar completamente un gramo de gasolina se necesitan 14.7 gramos de aire.

*Mezcla pobre.* Mezcla de aire y combustible conseguida cuando se produce un exceso de aire en relación a la mezcla Idónea. Una mezcla pobre incrementa la temperatura de la cámara de combustión y facilita la aparición de los óxidos de nitrógeno.

*Motor de Combustión Interna (MCI).* Se denomina así a todo motor en el cual la energía mecánica se obtiene mediante la transformación de la energía térmica derivada de una combustión.

*Número de octanos (RON).* Es la abreviatura en inglés “Research Octane Number”, es el porcentaje volumétrico de Iso-octano (2, 2, 4-trimetil pentano) con base cien octanos en una mezcla de n-heptano con base cero octanos, que detona con la misma intensidad que la muestra, cuando son comparadas utilizando un motor patrón.

*Pistón.* Elemento móvil del motor de combustión alternativo que se encarga de comprimir la mezcla, cerrar la cámara de combustión por la parte inferior y de recoger la energía desarrollada durante la expansión de los gases quemados. Este se encuentra conectada al cigüeñal a través del bulón y de la biela, y en su periferia dispone de varios segmentos que se encargan de mantener la cámara de combustión sellada con el cilindro. El pistón trabaja a altas temperaturas al estar en contacto con los gases quemados y necesita ser refrigerado, normalmente a través del aceite del sistema de lubricación. Se fabrican en aleaciones de aluminio y luego se mecanizan para conseguir un peso y unas dimensiones muy ajustadas.

*Potencia.* Cantidad de trabajo realizada en una unidad de tiempo. La potencia de un motor se mide en caballos de vapor (CV) o en kilowatts (kW) en el sistema internacional. Se obtiene de multiplicar el par motor por el número de revoluciones y ajustar las unidades. La potencia máxima se obtiene a un régimen superior que el par máximo. Se compensa el peor llenado del cilindro con una mayor cantidad de explosiones por minuto.

Anexos

Carta de aceptación de ciencia nicolaita



Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo

No.0f.2021-11-20

A QUIEN CORRESPONDA  
PRESENTE.



CONSTANCIA

Por medio de la presente se hace constar que después de haber cumplido con el proceso de revisión de pares académicos, el manuscrito RCN-563: ESTUDIO EXPERIMENTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA USANDO LA MEZCLA ETANOL-GASOLINA, de autores: Víctor Daniel Jiménez Macedo, Carlos Rubio Maya, J. Jesús Pacheco Ibarra, Eduardo Cortéz Neri, **ha sido aceptado** para ser publicado en el volumen No. 83 de la Revista Ciencia Nicolaita de la Coordinación Científica de la Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo.

Se extiende la presente para los fines que al interesado convengan.

Morelia, Mich. 15 de noviembre de 2021

Atentamente

Dr. PEDRO CORONA CHÁVEZ

Editor

# Estudio experimental de transferencia de calor en motores de combustión interna usando la mezcla etanol-gasolina

Víctor Daniel Jiménez Macedo\*, Carlos Rubio Maya, J. Jesús Pacheco Ibarra, Eduardo Cortez Neri

Facultad de Ingeniería Mecánica

## Resumen

En el presente estudio se realiza una estimación de la transferencia de calor en sistema de escape en un motor de combustión interna de cuatro tiempos usando diferentes mezclas de etanol y gasolina como combustible, modificando la concentración de etanol del 2 al 8 %. El objetivo del presente trabajo es cuantificar las diferencias porcentuales en las prestaciones del grupo electrógeno, primeramente, las variables de corriente eléctrica y voltaje, por parte del generador eléctrico, seguidamente, las variables termodinámicas como las temperaturas de escape, tanto del gas como de la pared y, por ende, cuantificar su efecto en el calor transferido al exterior. Para determinar la transferencia de calor se han adoptado hipótesis unidimensionales. Los ensayos se realizan modificando el grado de carga del grupo bimotores. Se muestran resultados de las prestaciones del grupo electrógeno, de corriente y voltaje, bajo diferentes cargas. Seguidamente, se exponen las temperaturas registradas bajo las diferentes concentraciones de combustible. Por otra parte, en los resultados obtenidos se tienen diferencias de hasta 2.74 y 0.81 % de corriente y voltaje respectivamente en todos los ensayos realizados. También, se observaron diferencias inferiores a 4.91, 5.1 y 6.21 % en las temperaturas del gas de escape, pared de escape externa y pared de escape interna, respectivamente en todos los ensayos y resultados obtenidos. Finalmente, se presenta un estudio paramétrico de transferencia de calor, modificando el coeficiente de convección, donde se observan diferencias de hasta 4.83 % en la tasa de calor con todas las concentraciones de combustible etanol-gasolina.

Palabras clave: Generador eléctrico, etanol, motores térmicos.

## Abstract

In the present study, an estimate of the heat transfer in the exhaust system is carried out in a four-stroke internal combustion engine using different mixtures of ethanol and gasoline as fuel, modifying the ethanol concentration from 2 to 8%. The objective of this work is to quantify the percentage differences in the performance of the electric generator, firstly, the variables of electric current and voltage, by the electric generator, then, the thermodynamic variables such as the exhaust temperatures, both, of the gas and the wall, therefore, quantify its effect on the heat transferred to the outside. One-dimensional hypotheses have been adopted to determine heat transfer. The tests are carried out by modifying the degree of load of the generator unit. Results of the power unit performance,

---

\* Autor de correspondencia. [vdjimen@umich.mx](mailto:vdjimen@umich.mx)

current and voltage, under different loads are shown. Moreover, the temperatures recorded under the different fuel concentrations are exposed. On the other hand, in the results obtained there are differences of up to 2.74 and 0.81% of current and voltage respectively in all the tests carried out. Also, differences of less than 4.91, 5.1 and 6.21% were observed in the temperatures of the exhaust gas, external exhaust wall and internal exhaust wall, respectively in all the tests and results obtained. Finally, a parametric study of heat transfer is presented, modifying the convection coefficient, where differences of up to 4.83% in the heat rate are observed with all concentrations of fuel ethanol- gasoline.

Keywords: Power unit, ethanol, thermal engines.

## Introducción

Como se ha mostrado en el resumen, el presente trabajo tiene por objetivo caracterizar el desempeño del grupo electrógeno y la transferencia de calor en el escape. Para cumplir este objetivo, primeramente, se describe un apartado experimental y el sistema motor de combustión y generador eléctrico. Se emplea un motor de cuatro tiempos de encendido por chispa de pequeña cilindrada para la presente investigación. Las principales mediciones son las temperaturas en la línea de escape, tanto del gas, como de la pared externa.

El uso del grupo motor de combustión interna y generador de electricidad tienen un amplio uso, primeramente, en lugares donde no esta instalada la red eléctrica, en son zonas rurales alejadas generalmente de las principales ciudades. También, el uso de estos sistemas son empleados en lugares donde es crítico el contar con este recurso de energía eléctrica, como: (i) hospitales, (ii) centros especializados de informática y comunicaciones, (iii) lugares de refrigeración y, (iv) más recientemente en coches eléctricos.

Como consecuencia entonces de todo ello, se establecen diferentes soluciones para el funcionamiento de este tipo de grupos bimotores de electro-combustión entre el motor de combustión interna y generador eléctrico. Una investigación sobre el comportamiento de un motor de combustión interna de encendido por compresión de carga homogénea es presentada por Hasan, M.M. (2021) donde usa concentraciones de etanol inferiores al 30 %. Por otra parte, Prashant, G.K. (2016) presenta un trabajo que incluye mezclas de etanol, en un motor de encendido por compresión de cuatro tiempos usando hasta un 40 % de etanol en sus ensayos.

Por otra parte, el proceso de escape tiene lugar una vez concluida la carrera de combustión expansión. La apertura de la válvula de escape se da lugar la salida del gas que hay en el interior del cilindro. Las condiciones geométricas del colector de escape, y las condiciones termodinámicas del gas son las que configuran el comportamiento termofluidodinámico del gas de escape, como lo indica Bauer (1997). De esta forma, la transferencia de calor juega un papel muy importante por su influencia en la entrada de aire fresco hacia al interior del motor de combustión y, por ende, del comportamiento del motor como lo

demuestra Reyes, M. (1994). Finalmente, modelos unidimensionales son ampliamente usados para estimar la tasa de calor transferido hacia el exterior del sistema de escape en motores de combustión interna de cuatro tiempos de gasolina como lo realiza Jiménez, V.D. (2018).

## **Apartado experimental**

En la presente sección se describe los recursos experimentales empleados para la obtención de las mediciones realizadas en los ensayos. Las medidas de las temperaturas en el interior del tubo de escape y la pared externa, nos permite calcular la transferencia de calor en un sistema de escape de un motor de cuatro tiempos, de encendido por chispa modificando concentraciones del combustible etanol gasolina. La obtención del calor transferido es información que sirve para un balance de energía, entre lo que se suministra por la mezcla aire-combustible y el calor transferido por los diferentes sistemas donde se expulsa calor hacia el exterior del motor. No obstante, este balance de energía excede los alcances del presente estudio.

En la figura 1 se muestra el motor que incluye todos sus sistemas y que es objeto del presente estudio.



Figura 1 Grupo electrógeno usado en el presente estudio

En esta figura 1 se muestran el grupo electrógeno puesto a punto para realizar ensayos modificando diferentes concentraciones de etanol. El motor de combustión interna es atmosférico monocilíndrico de refrigeración por aire. En la tabla 1 se muestran las principales características del grupo electrógeno.

Para la medición de la temperatura del gas en el interior del sistema de escape se han empleado termopares tipo K. También, se ha registrado la temperatura de la pared del sistema de escape. Para registrar las mediciones se ha usado un sistema de adquisición de datos.

Tabla 1 Configuración del grupo electrógeno

---

**Característica del MCI y Generador de electricidad**

---

Cilindrada del MCI	420 cc
Número de cilindros	Monocilindrico
Suministro de combustible	Carburador
Régimen de giro	3600 rpm
Factor	1
Frecuencia	60 Hz
Número de fases	Una fase

---

También, se han usado resistencias eléctricas para consumir energía del grupo electrógeno, esto nos genera diferentes condiciones de operación del grupo. La potencia consumida por las resistencias son 1000, 2000 y 3000 W. Para la medición de la corriente eléctrica y el voltaje se ha usado un multímetro. Por otra parte, en las mezclas del combustible etanol-gasolina se ha usado un sistema de medida de combustible con la finalidad de proveer de forma cuantitativa el suministro másico de combustible entrante al motor. Las concentraciones de etanol suministradas al motor de combustión interna son del 0, 2, 4, 6 y 8 % de etanol.

### Transferencia de calor

Una vez obtenidas las temperaturas del gas y la pared externa, modificando la potencia de salida del grupo electrógeno y la concentración del combustible suministrado de etanol-gasolina, como se indicó en la sección anterior, ahora, en la presente sección, se presenta la metodología seguida para determinar la temperatura de pared interna y la tasa de transferencia de calor. De esta forma, para calcular la temperatura de pared interna, primeramente, fue obtenida de una relación para conocer la temperatura entre la pared interna y la pared externa. Esta relación se obtiene a partir de la ecuación diferencial unidimensional de transferencia de calor, que es:

$$\frac{d}{dr} \left( r \frac{dT}{dr} \right) = 0 \text{ ec. (1)}$$

La ec. (1) es la ecuación diferencial usada para coordenadas cilíndricas, que es apropiada para la geometría del escape. Donde  $r$  es el radio del tubo de escape y  $T$  la temperatura. La ec. (1) fue resuelta usando una condición de frontera de convección, que existe entre el gas y la pared interna del sistema de escape. De esta forma, se obtiene una ecuación que determina la temperatura entre la pared interna y la pared externa del tubo de escape que es función del radio del tubo de escape, y que es:

$$T(r) = T_{t,ext} + C \ln \left( \frac{r}{r_{t,ext}} \right) \text{ ec. (2)}$$

Donde  $T_{t,ext}$  es la temperatura del tubo en la pared externa, y  $r_{t,ext}$  es el radio del tubo considerando el centro de la sección transversal del tubo hasta la pared

externa del mismo. También, en esta misma ecuación,  $C_1$ , Es una constante

obtenida aplicando la condición de frontera de convección, y contiene información de las temperaturas medidas con las diferentes condiciones de operación del motor, geometría de la sección transversal del tubo, la conductividad térmica del motor y el coeficiente de convección. De esta forma, al establecer la solución de la ecuación del calor transferido por conducción, obtenemos la pérdida de calor de los gases de escape a través del sistema de escape para esa determinada posición de los termopares, esta solución es:

$$\dot{Q} = -K A \frac{dT}{dr}_{ec}. (3)$$

La variable  $\dot{Q}$ , es la tasa de conducción de calor a través del tubo,  $K$  es una constante de conductividad térmica del material,  $A$  es una constante que representa el área de la sección transversal.

## Resultados

Los resultados de las prestaciones del grupo electrógeno se muestran en la presente sección. En la figura 2 se muestra la corriente eléctrica que entrega el generador eléctrico.

En esta figura 2 se observan resultados del amperaje registrado con el multímetro bajo las diferentes cargas a las que fue sometido el generador eléctrico. Los resultados muestran un incremento en el consumo de corriente eléctrica a medida que se va incrementando la carga con las resistencias eléctricas, por ende, la potencia consumida.

Estos resultados se han registrado modificando la concentración porcentual de etanol en la mezcla del combustible etanol-gasolina en el motor térmico, con variaciones de etanol de 0, 2, 4, 6, 8 %; donde se pueden observar diferencias de hasta 2.74, 1.25, y 2.03 % respectivamente a 1000, 2000 y 3000 W.

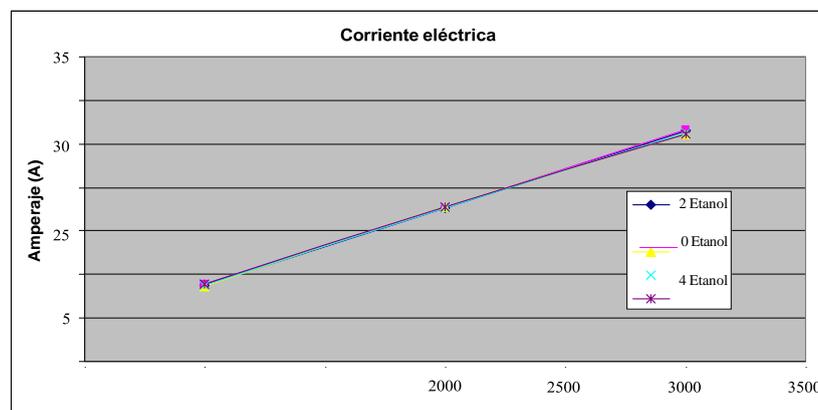


Figura 2 Corriente eléctrica suministrada por el generador eléctrico

Estas diferencias, entre los valores medidos de intensidad de corriente eléctrica, modificando la carga y el suministro de etanol al motor de combustión interna. Por otra parte, en la figura 3 se muestra los resultados medidos de tensión eléctrica, con diferentes cargas impuestas al generador eléctrico, donde los resultados de voltaje muestran rangos mínimos y máximos de 116.6 a 123.2

V. Esto se debe principalmente a que a bajas cargas el generador provee la máxima tensión por estar sobre diseñado el generador a bajos consumos de energía.

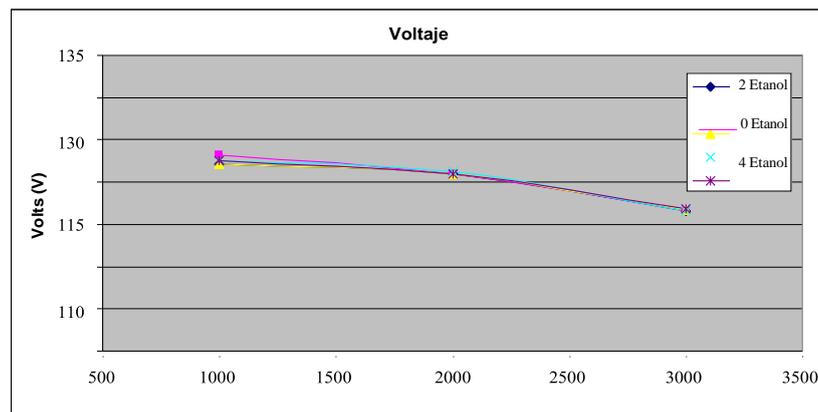


Figura 3 Tensión suministrada por el generador eléctrico

No obstante, conforme se incrementa la demanda de energía eléctrica el generador eléctrico va reduciendo la capacidad de tensión eléctrica que es capaz de suministrar. Pero, es importante señalar que los valores de voltajes registrados están en un rango de voltaje válido para consumos eléctricos típicos de una casa de bajo a medio consumo de energía eléctrica, que cuenta con suministro eléctrico de 110 V. De esta forma, siguiendo la tendencia que se muestra en esta figura 3, que, al incrementar más la carga, la tensión será el valor que entrega la red eléctrica, donde evidentemente, esta carga es el límite de diseño del generador eléctrico. También los valores que se muestran en esta misma figura son considerando las mismas diferentes mezclas de combustible etanol-gasolina; donde se muestran diferencias inferiores al 0.81, 0.24 y 0.17 % respectivamente a 1000, 2000, 3000 W. en cada específica condición de carga, y del 5.66 % entre los valores mínimos y máximo registrados en todos los ensayos.

Por otra parte, a partir de aquí, se muestran los resultados del desempeño que tiene el motor de combustión interna, que es el que proporciona la energía mecánica al generador eléctrico para que se disponga de energía eléctrica. De esta forma, en la figura 4 se muestran los resultados registrados de la instrumentación del sistema de escape.

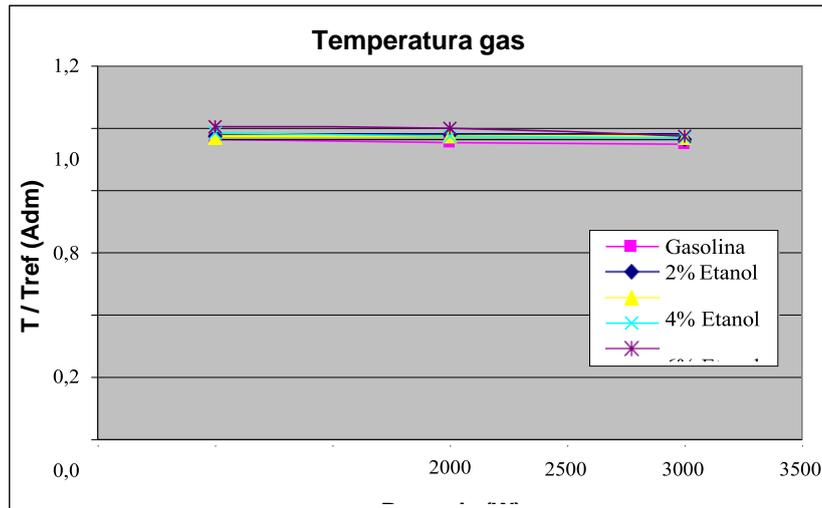


Figura 4 Resultados de la temperatura del gas de escape

En esta figura 4 se muestran la temperatura en el interior del sistema de escape, considerando diferentes grados de carga tanto del generador eléctrico como del motor de combustión interna, bajo las mismas diferentes concentraciones del combustible etano-gasolina de la figura 2 y la figura 3. Así pues, en la figura 4 se observan los resultados de temperatura en su forma adimensional, para contrastar de forma comparativa todas las mediciones, donde se ha usado una condición que ha sido registrada en el grupo electrógeno como de referencia. Las temperaturas se tienen diferencias inferiores al 4.71, 4.91 y 2.62 % respectivamente a 1000, 2000, 3000 W. En estos resultados, al modificar las diferentes cargas, se pueden observar bajas variaciones en las temperaturas; principalmente por que el régimen de giro es constante, como se indica en la tabla 1. También, las temperaturas de la pared externa del escape se muestran en la figura 5.

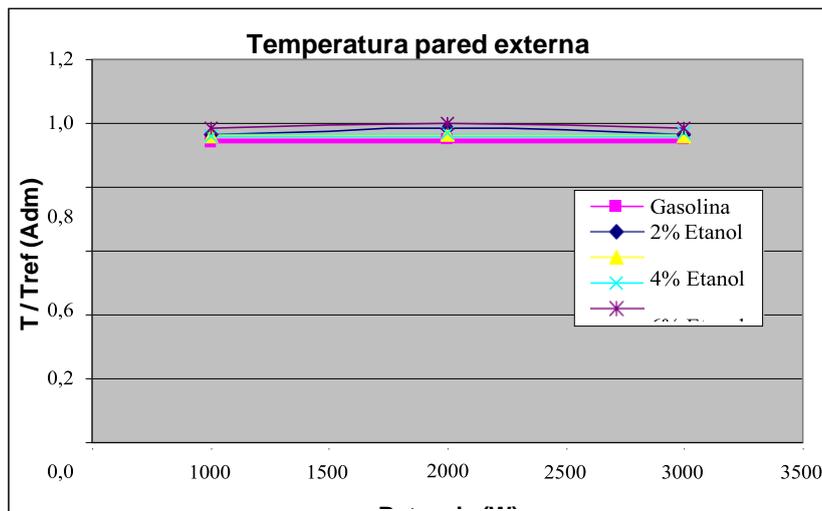


Figura 5 Resultados de la temperatura de la pared externa de escape

En esta figura 5, se muestra las mediciones hechas en la pared externa del sistema de escape, considerando las diferentes condiciones de carga que se han presentado en la figura 4, se muestran en su forma adimensional, para ello se ha empleado una condición medida. Estos resultados muestran diferencias inferiores a 4.83, 5.1 y 3.6 % respectivamente a 1000, 2000, 3000 W. Por otra parte, adoptando hipótesis unidimensionales con la ecuación (2), fue posible determina la temperatura de pared interna, estos resultados se muestran en la figura 6.

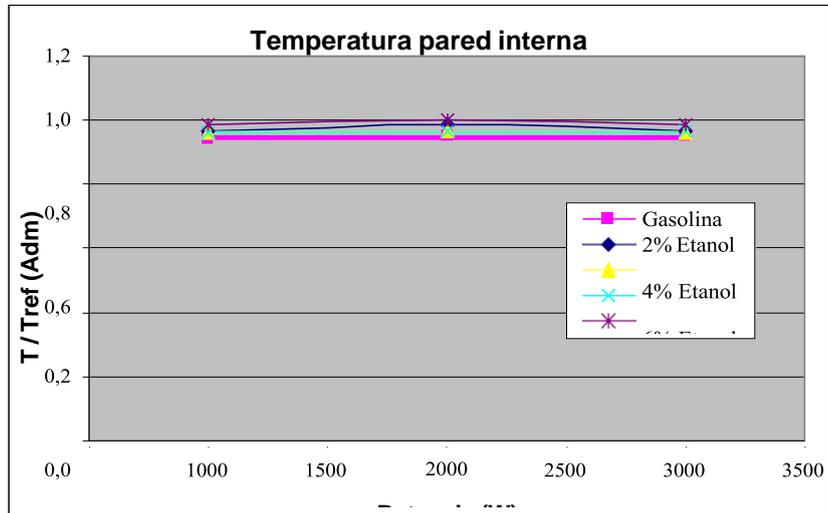


Figura 6 Temperatura de la pared interna de escape

Los resultados de temperatura de pared interna muestran diferencias máximas de 4.83, 6.21 y 3.55 % respectivamente a 1000, 2000, 3000 W. Ahora, los valores obtenidos para determinar la tasa de calor, modificando el coeficiente de convección se muestran en la figura 7.

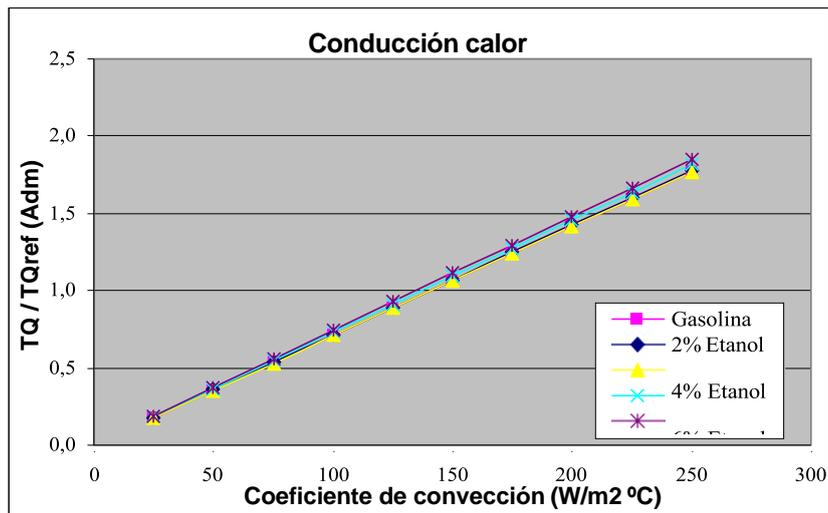


Figura 7 Estudio paramétrico de transferencia de calor modificando el coeficiente de convección para una carga de 1000 W

En esta figura, se muestra como el flujo de calor se incrementa al aumentar el coeficiente de convección, que es razonable, por el efecto que imprime el coeficiente en la transferencia de calor, estos resultados se muestran en su forma adimensional, tomando en cuenta una condición de referencia que considera un promedio de los coeficientes de película del estudio paramétrico. También, en la figura 8 se muestran estos mismos resultados, pero considerando una carga de 2000 W en el generador eléctrico. Están en su forma adimensional con la misma condición de referencia de la figura 7.

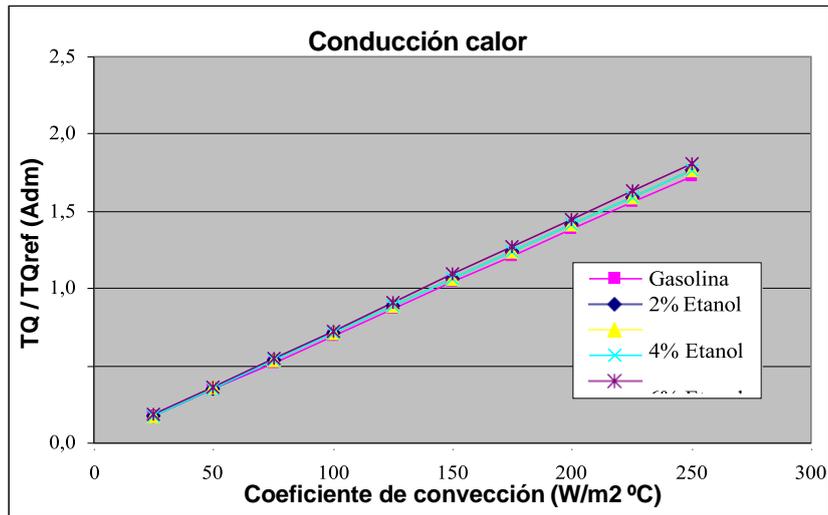


Figura 8 Estudio paramétrico de transferencia calor modificando el coeficiente de convección para una carga de 2000 W

En esta figura 8, al igual que en la figura 7, se muestra que el flujo de calor se incrementa al aumentar el coeficiente de convección. Finalmente, en la figura 9, se muestran los mismos resultados de las figuras 7 y 8, pero con una carga de 3000 W.

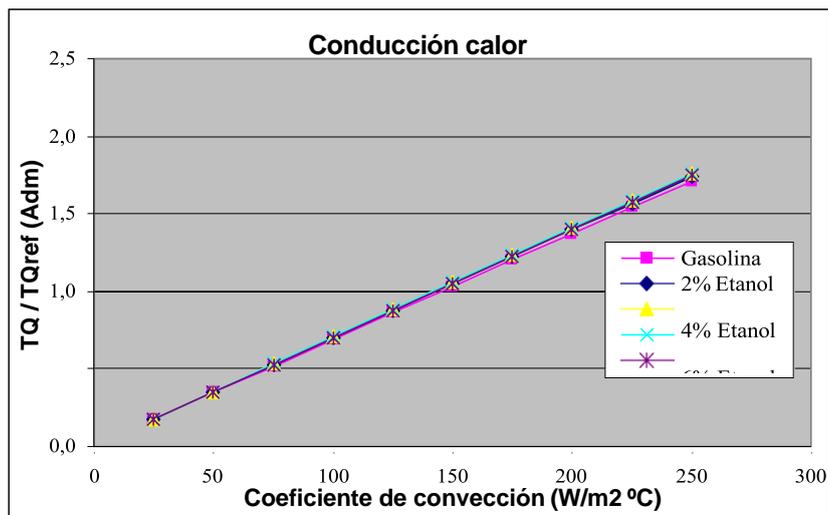


Figura 9 Estudio paramétrico de transferencia calor modificando el coeficiente de convección para una carga de 3000 W

En estas figuras, se muestran diferencias de hasta 4.83, 4.81 y 2.75 % respectivamente a una carga de 1000, 2000, 3000 W, que son con un coeficiente de convección de 250 W/m<sup>2</sup>°C.

## Conclusiones

En la presente investigación se ha realizado un estudio de transferencia de calor en el escape en un motor de cuatro tiempos que forma parte de un grupo electrógeno. Primeramente, se han mostrado resultados de corriente eléctrica y voltaje del generador eléctrico para 1000, 2000, 3000 W. En los resultados obtenidos se tienen diferencias de hasta 2.74 y 0.81 % de corriente y voltaje respectivamente en todos los ensayos realizados. Por otra parte, en cuanto al motor de combustión interna, se ha medido la temperatura del gas y de la pared externa bajo diferentes concentraciones de etanol que varían del 0 al 8 %. También se ha resuelto la ecuación diferencial unidimensional de transferencia de calor para primeramente, obtener una ecuación que determina el perfil de temperatura en función del radio del tubo de escape y, seguidamente, para obtener la tasa de calor que se expulsa al exterior. En las temperaturas se observaron diferencias inferiores a 4.91, 5.1 y 6.21 en las temperaturas del gas de escape, pared de escape externa y pared de escape interna, respectivamente en todos los ensayos y resultados obtenidos. También, se han obtenido diferencias de hasta 4.83 % en la tasa de calor con todas las concentraciones de combustible investigadas. Finalmente, estos resultados indican que bajo concentraciones de etanol que varían del 2 al 8 %, en un amplio rango de operación del grupo electrógeno, no hay cambios significativos en las prestaciones del generador eléctrico y motor de combustión interna, de esta forma, con este estudio se demuestra que es posible usar el etano sin que afecte el comportamiento de ambos motores, principalmente, con las condiciones de combustible experimentadas.

## Referencias

Hasan, M.M., Rahman, M.M. and Rasul, M. G. (2021). The thermal and auto-ignition performance of a homogeneous charge compression ignition engine fuelled with diethyl ether and ethanol blends, Applied Thermal Engineering, Vol. 190.

Prashant, G.K., Lata, D.B. and Joshi, P.C. (2016). Investigations on the effect of ethanol blend on the combustion parameters of dual fuel diesel engine. Applied Thermal Engineering, Vol. 96, 2016.

Bauer et al. (1997) Heat transfer and mixture vaporization in intake port of spark-ignition engine. SAE 972983. M.I.T. Sloan Automotive Lab.

Reyes, Miguel. (1994). Modelo de transferencia de calor para colectores de escape de motores alternativos. Tesis Doctoral. Universidad Politécnica de Valencia.

Jiménez, V.D., Mendoza, C., Solorio, G., Ceja, L.E., Guerrero, R. (2018). Transferencia de calor local en un sistema de escape en un motor de 4.1 L de encendido por chispa. *Academia Journals*, Vol. 10, No. 3, ISSN 1946-5351, Morelia, México.

Mofijur, M., Rasul, M. G., Hyde, J., Azad, A. K., Mamat, R., & Bhuiya, M. M. K. . (2016). Role of biofuel and their binary (diesel–biodiesel) and ternary (ethanol–biodiesel–diesel) blends on internal combustion engines emission reduction. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 53, 265-278.

Jiménez Macedo et al. (2019). Construcción, optimización y evaluación experimental de una celda de hidrógeno. CECTI, Morelia, México.

Natkin RJ, Tang X, Whipple KM, Kabat DM. (2002). Stockhausen WF. Ford hydrogen engine laboratory testing facility. SAE Technical Paper No. 2002-01-0241.

Rakopoulos Constantine et Giakoumis Evangelos. (2009). Diesel Engine Transient operation, Springer-Verlag London Limited, ISBN 978-1-84882-374-7, DOI 10.1007/978-1-84882-375-4.

## **Agradecimientos**

Se agradece al Programa para el Desarrollo Profesional Docente, para el Tipo Superior, PRODEP, por el apoyo recibido, así mismo se agradece de igual forma a la Coordinación de la Investigación Científica de la Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo CIC-UMSNH.