

Análisis exerético de un motor de automoción operando con gas natural: efecto de la configuración del kit de conversión y del sistema de encendido

Andrés Felipe Agudelo Santamaría, Iván Darío Bedoya Caro, John Ramiro Agudelo Santamaría*

Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad de Antioquia, Apartado Aéreo 1226, Medellín, Colombia

(Recibido el 09 de febrero de 2006. Aceptado el 15 de mayo de 2006)

Resumen

Este trabajo se desarrolla a partir de un proyecto de investigación en el que se estudiaron los efectos de la configuración del kit de conversión y algunos parámetros del sistema de encendido sobre las prestaciones de un motor de automoción bicombustible funcionando con gas natural. Se ha realizado un análisis exerético del motor para las diferentes configuraciones del kit bajo cinco modos de operación y se encontró la configuración más conveniente según la eficiencia exerética y la destrucción de exería. Se encontró que el tamaño del mezclador no tenía un efecto significativo sobre la eficiencia del motor, mientras que su ubicación y el tamaño del regulador son importantes. A la configuración seleccionada se le hizo un estudio de variación de algunos parámetros de encendido y se encontró que hay un efecto moderado en los términos del balance exerético, logrando mejorar la eficiencia exerética máxima alcanzada cerca de un 11%.

----- *Palabras clave:* análisis exerético, gas natural vehicular, motores bicombustible.

Exergy analysis of an automotive engine fueled with natural gas: effect of the conversion kit configuration and the ignition system

Abstract

A research program was conducted to study the effects of the configuration of the conversion kit and some ignition parameters on the performance of an automotive

* Autor de correspondencia. Teléfono: +57+4+211 71 26, fax: +57+4+210 55 50, correo electrónico: afagudel@udea.edu.co.

bi-fuel engine fueled with natural gas. This work presents the results of an exergy analysis of the engine under five load conditions for each configuration. The most convenient configuration was determined from the exergy efficiency and exergy destruction. It was found that mixer size has no significant effect on engine efficiency whereas its location and the regulator size have an important effect. In addition, some ignition parameters were studied with the selected configuration. It was found that there is a moderate effect on the exergy balance terms. Also, the exergy efficiency could be improved by ca. 11%.

----- *Key words:* Exergy analysis, Vehicular natural gas, bi-fuel engines.

Introducción

Este trabajo se enmarca en un proyecto de investigación, cuyo objetivo consistió en determinar el efecto de la configuración de un kit de conversión de un motor de encendido provocado (MEP) a gas natural en funcionamiento bicomcombustible sobre sus prestaciones mecánicas y emisiones contaminantes [1]. Los factores del diseño experimental fueron el tamaño y la ubicación del mezclador (fijo), el tamaño del regulador, el tipo de bujía (fría o caliente), la separación entre electrodos de la bujía y el avance al encendido. Los últimos tres sólo se aplicaron con la mejor configuración de mezclador y regulador. Como continuación del trabajo anterior [1], aquí se presenta un análisis de la segunda ley de la termodinámica (ASL) aplicado al mismo diseño experimental.

El análisis energético empleado tradicionalmente no permite describir a fondo el funcionamiento de los sistemas térmicos [2]. Para evaluar la operación de un motor térmico teniendo en cuenta la eficiencia de los diferentes procesos se necesita emplear el ASL o análisis exergético, ya que en éste siempre hay presente un término de consumo que da cuenta de sus irreversibilidades [3-6]. Dicho análisis es de gran valor en el estudio de sistemas de transformación de energía, ya que permite determinar la localización, el tipo y la verdadera magnitud de las pérdidas [3, 5, 7]. La destrucción de exergía, denominada irreversibilidad, es la causa del aprovechamiento limitado de los combustibles en los motores de combustión interna alternativos (MCIA). Al reducirla se mejora su desempeño, pero para ello se debe cuantificar antes, lo que hace necesario el ASL [2].

La aplicación del ASL a los MCIA data prácticamente desde su origen a finales del siglo XIX, cuando Rudolf Diesel la empleó para diseñar un ciclo termodinámicamente superior a los existentes para la época [8]. Las primeras publicaciones que usaron la segunda ley para estudiar los MCIA datan de la década de 1950, aunque la mayoría de los trabajos en esta área se han realizado a partir de la década de 1980, y sólo cerca de la tercera parte se han dedicado a los MEP [2, 9]. Los

pioneros en este trabajo fueron Patterson y Van Wylen, quienes en 1964 utilizaron una simulación relativamente idealizada del ciclo termodinámico de un MEP y calcularon la exergía para las carreras de compresión y expansión, discriminando las irreversibilidades debidas a la transferencia de calor y a la combustión [10].

En 1985 apareció una primera revisión de los modelos termodinámicos para MCIA que emplean el ASL [10]. En este trabajo se presentó el ASL como una extensión natural del análisis tradicional de liberación de calor basado en la primera ley, y se describió el balance exergético para la cámara de combustión. A finales de los ochenta se publicó el primer trabajo sobre MEP que incluyó el aporte químico de la exergía del combustible [11]. En este trabajo se modeló el ciclo termodinámico y se determinaron las diferentes transferencias de exergía que tienen lugar durante el período de válvulas cerradas; se encontró que de la exergía suministrada por el combustible se destruía cerca del 24% durante el ciclo.

En 1993 apareció el primer trabajo experimental en que se estudió el ciclo de un MEP usando el ASL. En este trabajo, que también comprendió el modelado del proceso, se utilizó un MEP monocilíndrico para estudiar el efecto de la relación de compresión, el dosado, y el avance del encendido [2].

En 1998, Anderson y colaboradores [12] realizaron los análisis de primera y segunda ley en un MEP basados en la simulación del ciclo completo para estudiar el efecto del cierre retardado de la válvula de admisión sobre las diferentes pérdidas y rendimientos. Un año después, Caton [13] utilizó la simulación del ciclo completo de un MEP para estudiar el efecto de la duración de la combustión sobre la tasa de destrucción de exergía. Encontró que la destrucción de exergía en la combustión era ligeramente mayor al 20% de la suministrada por el combustible. En 2002, Caton [14], basado en la simulación del ciclo completo de un MEP, exploró las implicaciones de usar un modelo de dos zonas sobre la distribución de la exergía en el sistema. Encontró que la generación de entropía en la zona de quemados es bastante

menor que en la de no quemados, pero que los resultados globales son prácticamente idénticos a los obtenidos con un modelo de una zona.

Hasta el momento todos los trabajos que usan el ASL en MEP se han enfocado al cilindro, por lo que no se tienen resultados sobre las irreversibilidades en los múltiples de admisión y escape ni para motores turboalimentados [2].

En lo referente al uso del ASL en MEP operando con combustibles alternativos, Alasfour [15] presentó un balance exergético a un MEP monocilíndrico de inyección funcionado con una mezcla 30% butanol, 70% gasolina. Encontró que al usar la mezcla disminuía la eficiencia exergética del motor cerca de un 7% respecto al funcionamiento con gasolina. También se han realizado algunos trabajos teóricos, entre los que se destaca el de Gallo y Milanez [16], quienes

estudiaron un MEP de aspiración natural usando etanol y encontraron que la eficiencia exergética de la combustión era mayor para el etanol. Otro trabajo relevante es el de Sobiesiak y Zhang en 2003, quienes modelaron un MEP alimentado con gas natural comprimido (tomado como metano) y encontraron que aunque las irreversibilidades debidas a la combustión son comparables a las de la gasolina, con gas natural se disminuían las pérdidas de calor, aumentando la eficiencia exergética del motor [2].

Descripción del montaje experimental

Los ensayos se realizaron en el laboratorio de Máquinas Térmicas de la Universidad de Antioquia. En la figura 1 se muestra esquemáticamente la instalación.

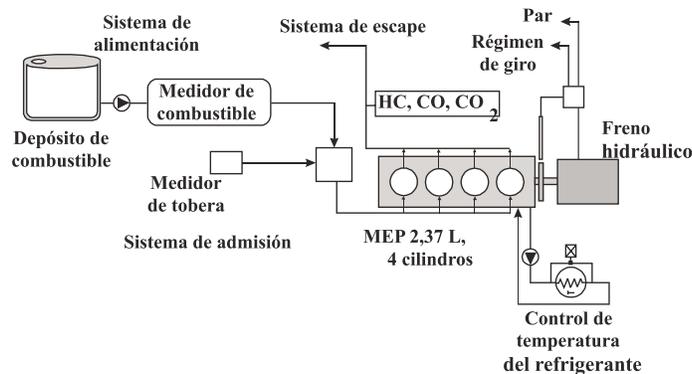


Figura 1 Motor sobre banco de ensayos. Sistemas auxiliares y de medida acoplados

El motor usado en los ensayos es un Toyota Hilux, típico del parque de automotor colombiano

de trabajo ligero. Las características básicas de dicho motor se presentan en la tabla 1.

Tabla 1 Características técnicas del motor de ensayos

Tipo	22R
Admisión	Carburador
Desplazamiento	2,367 cm ³
N.º de cilindros	4 en línea
Diámetro x carrera	89 x 92 mm
Potencia nominal	72 kW a 4.800 r. p. m.
Par máximo	174 Nm a 2.800 r. p. m.
Relación compresión	9:1

El banco de ensayos está equipado con termopares y sensores para la medida de temperaturas y presiones medias para caracterizar y monitorizar con precisión el punto de funcionamiento del motor [1].

Análisis exergético

Cuando dos sistemas están en desequilibrio termodinámico, es decir, presentan diferencias en presión, temperatura o composición química, habrá una tendencia espontánea al equilibrio entre ellos al entrar en contacto. En el ASL se estudian los sistemas con referencia al ambiente que los rodea. La exergía tiene varios componentes en función de las formas de energía involucradas. Las más comunes en los sistemas de transformación de energía son los componentes cinético, potencial, mecánico, térmico y químico. Los dos primeros se suelen despreciar en los análisis. Los primeros cuatro componentes conforman la parte física de la exergía.

En la figura 2 se observan los principales flujos másicos y energéticos asociados al motor de ensayos.

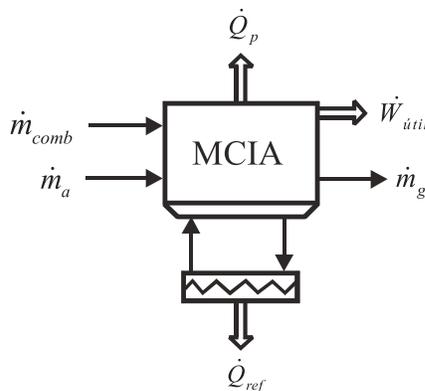


Figura 2 Flujos asociados al motor

Las entradas corresponden al flujo másico de aire (\dot{m}_a) y de combustible (\dot{m}_{comb}), las salidas son trabajo en el eje ($\dot{W}_{\acute{u}til}$), el flujo másico de gases de escape (\dot{m}_g), el calor cedido al refrigerante (\dot{Q}_{ref} , perdido al ambiente en caso de no aprovecharse) y el calor cedido al medio (\dot{Q}_p), cuya

exergía terminará siendo destruida. El balance exergético del motor es:

$$\dot{E}_{comb} + \dot{E}_a = \dot{W}_e + \dot{E}_Q + \dot{E}_g + \dot{E}_d \quad (1)$$

Los términos del primer miembro en esta ecuación son los flujos exergéticos asociados al combustible y al aire, respectivamente. El primer término del segundo miembro es el trabajo efectivo, el segundo es el flujo exergético cedido al refrigerante en forma de calor, el tercer término corresponde al flujo exergético de la corriente de gases de escape y el término restante es la tasa de destrucción de exergía del sistema, que comprende las irreversibilidades de los diferentes procesos y las pérdidas exergéticas al ambiente.

El flujo exergético del combustible es:

$$\dot{E}_{comb} = \dot{m}_{comb} e_{comb} \quad (2)$$

Donde \dot{m}_{comb} es el flujo másico de combustible medido. La exergía específica, e_{comb} , se puede expresar como la suma de las componentes física y química, denotadas por los superíndices F y Q , respectivamente:

$$e = e^F + e^Q \quad (3)$$

La magnitud de cada componente depende de cuán alejado sea su estado termodinámico del estado del ambiente, llamado también estado muerto o de referencia. El componente físico se define como [3]:

$$e^F = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) + \left(\frac{v^2}{2} \right) + (gz) \quad (4)$$

En esta expresión el subíndice 0 se refiere al estado muerto. h es la entalpía específica, T , la temperatura, v la velocidad, g la aceleración gravitacional y z la altura.

Debido a que el combustible entra al motor a presión y temperatura cercanas a la atmosférica, su exergía física es despreciable. Para definir el componente químico es necesario establecer la composición del ambiente de referencia, la cual puede variar según el caso de interés. Se ha definido un ambiente de referencia estándar de

utilidad para la gran mayoría de casos [6]. Este ambiente estándar se caracteriza por ser aire a 1 atm (1,013 bar) y 25 °C. En este caso se tomará la composición sugerida por Valero et al. [17], que en fracciones molares es:

$$\begin{aligned} X_{N_2} &= 0,77503 & X_{O_2} &= 0,20591 \\ X_{CO_2} &= 0,0003 & X_{H_2O} &= 0,01876 \end{aligned}$$

La cantidad de agua presente en el aire atmosférico corresponde a una humedad relativa de 70%, característica de la ciudad de Medellín.

La exergía química de una sustancia se define como el cambio de energía libre de Gibbs en estado estándar (1 atm y 25 °C) de la reacción de formación de dicha sustancia a partir de componentes presentes en el ambiente de referencia [7]. Calcular de este modo la exergía química requiere conocer la energía libre de Gibbs de formación de la sustancia de interés, lo cual dificulta su aplicación a los combustibles convencionales

de automoción, ya que éstos generalmente son mezclas complejas de muchos hidrocarburos y no se cuenta con información termoquímica detallada de ellos. En estos casos se pueden emplear expresiones semiempíricas que relacionan la exergía química con el poder calorífico inferior (PCI) del combustible, obtenidas para una serie de hidrocarburos puros y extendidas a mezclas complejas [18].

El gas natural de guajira es una mezcla de gases (véase composición en la tabla 2) que a las condiciones de suministro al motor se puede considerar como gas ideal, por lo que su exergía química molar es [19]:

$$\bar{e}_{GN}^O = \sum_i X_i \bar{e}_i^O + \bar{R} T_0 \sum_i X_i \ln X_i \quad (5)$$

Donde \bar{R} es la constante universal de los gases y el subíndice i se refiere a todos los componentes de la mezcla.

Tabla 2 Composición del gas natural de Guajira

Componente	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	N ₂	CO ₂
X _i	0,9776	0,0038	0,0020	0,0129	0,0037

Fuente: Amell et al. [20]

Los términos en la primera sumatoria del segundo miembro corresponden a la exergía química de cada componente. En el caso de los combusti-

bles en el estado estándar, ésta se puede obtener directamente de tablas [21]:

$$\bar{e}_{CH_4}^O = 830.200 \frac{kJ}{kmol} \quad \bar{e}_{C_2H_6}^O = 1.493.900 \frac{kJ}{kmol} \quad \bar{e}_{C_3H_8}^O = 2.149.000 \frac{kJ}{kmol}$$

La exergía química de sustancias presentes en el ambiente como el nitrógeno y el bióxido de carbono, se calcula como [19]:

$$\bar{e}_i^O = -\bar{R} T_0 \ln X_{i,0} \quad (6)$$

En la expresión anterior se ha asumido que la presión de suministro del gas natural es aproximadamente igual a la atmosférica. Se hace lo mismo con los gases de escape.

La exergía química del gas natural es entonces:

$$\bar{e}_{GN}^O = 821.332 \frac{kJ}{kmol} \Rightarrow e_{GN}^O = 50.050,7 \frac{kJ}{kg}$$

En el caso de la gasolina, que es una mezcla con composición aproximada C_7H_{17} [22, 23], se puede estimar su exergía química por medio de la

siguiente correlación, válida para hidrocarburos líquidos [19]:

$$\frac{\bar{e}_{GL}^O}{PCI_{GL}} \cong 1,0401 + 0,1728 \frac{Y_H}{Y_C} + 0,0432 \frac{Y_O}{Y_C} + 0,2169 \frac{Y_S}{Y_C} \left(1 - 2,0628 \frac{Y_H}{Y_C} \right) \quad (7)$$

Donde los Y_j son las fracciones másicas de cada componente en el combustible líquido. El PCI de la gasolina es 44.500 kJ/kg [23], por lo que su exergía química es:

$$e_{GL}^O = 47.840,6 \frac{kJ}{kg} = 1,07507 PCI_{GL}$$

El aire que admite el motor entra a presión y temperaturas muy cercanas a las del ambiente, por lo que su exergía física es despreciable. Su exergía química es cero, ya que es el mismo ambiente, de modo que el flujo exergético asociado al aire es cero.

El trabajo efectivo que es exergía pura, se mide directamente en el eje del motor.

La exergía del calor cedido al refrigerante se calcula como:

$$\bar{h}_{gc} = 10,4 \frac{k_g}{D_p} Re^{0,75} = 10,4 \frac{k_g}{\mu_g^{0,75}} (\rho \cdot c_m)^{0,75} D_p^{-0,25} \quad (9)$$

Donde k_g : Conductividad térmica de los gases.

μ_g : Viscosidad absoluta de los gases.

ρ : Densidad del aire en la admisión.

c_m : Velocidad lineal media del pistón.

D_p : Diámetro del pistón.

Donde \dot{Q}_{ref} es el calor transferido al refrigerante y \bar{T}_{gc} es la temperatura media de los gases en el cilindro, que se puede determinar de la curva de Taylor y Toong en función del dosado relativo o relación másica combustible-aire respecto de la estequiométrica [22]. El calor transferido al refrigerante se calcula como:

$$\dot{Q}_{ref} = Z \cdot A_c \cdot \bar{h}_{gc} (\bar{T}_{gc} - \bar{T}_{ref}) \quad (8)$$

En esta expresión Z es el número de cilindros (4 para el motor en cuestión), A_c es el área del cilindro, \bar{T}_{ref} es la temperatura media del refrigerante y el coeficiente medio de convección entre los gases y las paredes del cilindro se calcula como [24]:

Para determinar el flujo exergético de la corriente de gases de escape se usan las medidas de flujo de combustible y de aire para determinar el flujo de gases y su exergía se calcula según las ecuaciones 3, 4 y 5, despreciando los aportes cinético y potencial. La composición de los gases se midió en base seca. Para determinar la composición en base húmeda, necesaria para calcular la exergía específica de la corriente, se empleó el método propuesto por Ferguson y Kirkpatrick [23].

Para calcular la exergía física de los gases de escape en función de la temperatura se emplearon las siguientes expresiones propuestas por Bejan et al. [25]:

$$\bar{h}_i = 10^3 \left[H^+ + ay + \frac{b}{2} y^2 - cy^{-1} + \frac{d}{3} y^3 \right] \quad (10)$$

$$\bar{s}_i = S^+ + a \ln T + by - \frac{c}{2} y^{-2} + \frac{d}{2} y^2 \quad (11)$$

Donde $y = 10^{-3}T$

$$\begin{aligned} \bar{e}_g^F = a_g \left[T_g - T_0 \left(1 - \ln \frac{T_g}{T_0} \right) \right] + 10^{-3} b_g \left[\frac{T_g^2 - T_0^2}{2} - T_0 (T_g - T_0) \right] - 10^6 c_g \left[(T_g^{-1} - T_0^{-1}) - \frac{T_0}{2} (T_g^{-2} - T_0^{-2}) \right] \\ + 10^{-6} d_g \left[\frac{T_g^3 - T_0^3}{3} - \frac{T_0}{2} (T_g^2 - T_0^2) \right] \end{aligned} \quad (15)$$

Donde

$$\phi_g = \sum_i X_i \phi_i \text{ para } \phi = a, b, c, d \quad (16)$$

La eficiencia exergética o de segunda ley se define como:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{\text{útil}}}{\dot{E}_{\text{comb}}} \quad (17)$$

Finalmente, después de calcular los diferentes flujos exergéticos se despeja la exergía destruida en la ecuación 1.

Resultados y discusión

Los resultados se dividen en dos fases, una primera en que varía la configuración del kit de con-

Tomando la mezcla de gases de escape como un gas ideal, se tiene:

$$(\bar{h} - \bar{h}_0)_g = \sum_i X_i (\bar{h} - \bar{h}_0)_i \quad (12)$$

$$(\bar{s} - \bar{s}_0)_g = \sum_i X_i (\bar{s} - \bar{s}_0)_i \quad (13)$$

El subíndice g se refiere a los gases de escape. En la expresión anterior se tiene:

$$(s - s_0)_g = \int_{T_0}^{T_g} C_{p_g} - R \ln \left(\frac{P_g}{P_0} \right) \quad (14)$$

C_{p_g} es el calor específico a presión constante de los gases de escape. El último término del segundo miembro en esta expresión es aproximadamente igual a cero, ya que la presión de los gases es prácticamente la atmosférica.

Usando las ecuaciones 10 a 13 en la 4 se obtiene:

versión y se determina cuál es la más conveniente y una segunda fase en la que se varían algunos parámetros de encendido usando la configuración encontrada antes. En ambos casos los ensayos se realizaron según un diseño de experimento factorial [1] y los resultados se obtuvieron por medio del análisis de varianza de las mediciones.

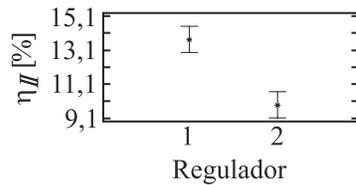
Todos los términos del balance exergético se emplean en el análisis, ya que la eficiencia exergética por sí misma no da cuenta detallada de los procesos, dificultando concluir sobre el potencial de recuperación de energía en el motor.

Fase 1: Configuración del kit de conversión

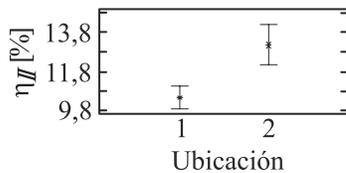
El análisis de varianza muestra que el tamaño del mezclador no tiene un efecto estadísticamente

significativo sobre la eficiencia exergética del motor, sobre la exergía destruida, la exergía del calor transferido al refrigerante, la exergía de la corriente de gases de escape, ni sobre las principales variables de funcionamiento de éste, tales como la temperatura de gases, el dosado relativo, el consumo de combustible, etc.

En la figura 3 se muestran los valores medios y los intervalos de variación con una confianza del 95% para la eficiencia exergética con el tamaño de regulador y la ubicación del mezclador.



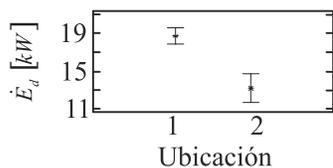
(a)



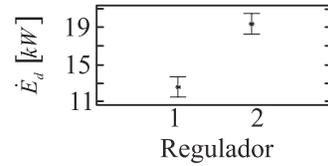
(b)

Figura 3 Variación de la eficiencia exergética

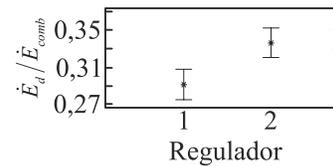
El regulador 1 (pequeño) y la ubicación 2 del mezclador (sobre carburador) son mejores desde el punto de vista de la eficiencia exergética. Del mismo modo, esta configuración conduce a menor destrucción de exergía y reduce la porción de la exergía suministrada con el combustible que se destruye en el motor (ver figura 4).



(a)



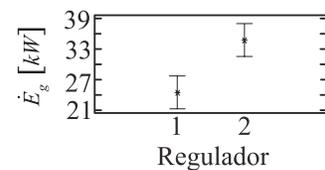
(b)



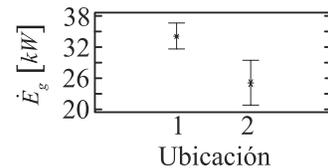
(c)

Figura 4 Efecto de la configuración en la destrucción de exergía

La exergía de la corriente de gases de escape es menor para la ubicación 2 y regulador 1 (figura 5), confirmando que desde el punto de vista exergético lo más conveniente es usar el mezclador 1 ó 2, la ubicación 2 y el regulador 1, lo cual coincide con la mejor configuración en cuanto a prestaciones y emisiones contaminantes determinada por Agudelo y otros [1].



(a)



(b)

Figura 5 Exergía de los gases de escape en función de la configuración

La exergía del calor cedido al refrigerante no se ve afectada significativamente por el tamaño

del regulador, pero al usar la ubicación 2 para el mezclador se incrementa ligeramente, manteniéndose en valores bajos comparados con los demás términos del balance.

Los modos de funcionamiento se seleccionaron de forma que representaban condiciones típicas de conducción en ciudad. El modo 1 corresponde a marcha mínima o *ralenti* y en éste la potencia efectiva es cero (por tanto la eficiencia exergética también será cero). Desde el modo 2 se comienza a aumentar la potencia hasta alcanzar un valor de 17,3 kW en el modo 5. A mayor potencia, es decir, al aumentar el modo de funcionamiento se observa un aumento directo de la exergía suministrada por el combustible (figura 6a). Del mismo modo aumentan las pérdidas exergéticas con los gases de escape y el refrigerante, y lo mismo sucede con la exergía destruida (figura 6b a 6d). Sin embargo, el aumento en estos términos negativos del balance es menos marcado que el de la exergía suministrada al motor (figura 7a), por lo que se incrementa el trabajo útil y por tanto lo hace la eficiencia exergética del motor (figura 7b).

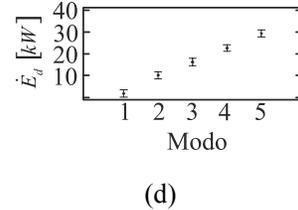
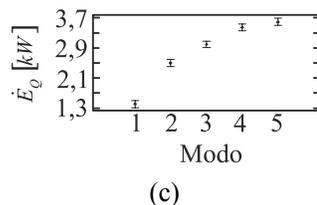
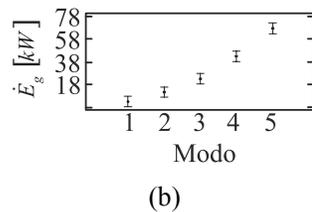
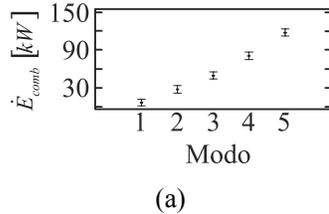


Figura 6 Efecto del modo de funcionamiento sobre los términos del balance energético

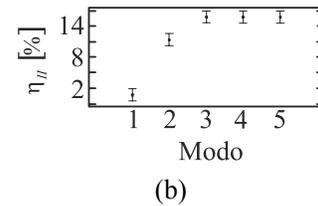
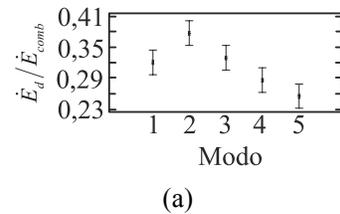


Figura 7 Efecto del modo de funcionamiento sobre la destrucción de exergía relativa y la eficiencia exergética

El hecho de que las irreversibilidades relativas disminuyan al aumentar la potencia se explica en parte porque la temperatura media de los gases aumenta (figura 8) y la mezcla se acerca a un dosado estequiométrico, lo que conduce a un proceso de combustión menos irreversible [26].

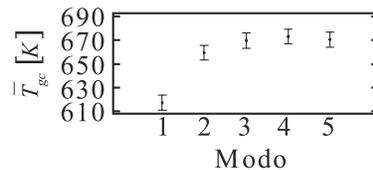


Figura 8 Efecto del modo de funcionamiento sobre el dosado relativo y la temperatura media de los gases en el cilindro

Fase 2: Variación de los parámetros de encendido

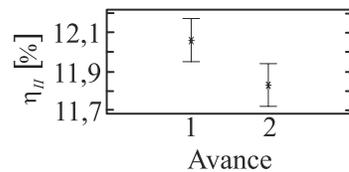
La configuración más conveniente se estudió variando los factores resumidos en la tabla 3.

Tabla 3 Factores de diseño experimental para estudiar el efecto del sistema de encendido

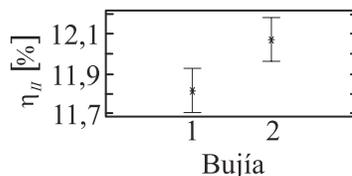
Factor	Niveles	Designación
Avance al encendido	25° @ 1.000 r. p. m.	1
	35° @ 1.000 r. p. m.	2
Tipo de bujía	Fría	1
	Caliente	2
Separación entre electrodos	Pequeña (0,635 mm)	1
	Grande (0,813 mm)	2

Cada combinación de estos factores se ensayó en los mismos cinco modos de funcionamiento establecidos previamente.

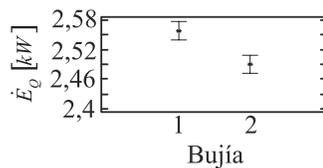
La separación entre electrodos no tiene un efecto estadísticamente significativo en la eficiencia exergética del motor, en la destrucción de exergía, ni en la exergía cedida al refrigerante. El avance 1 permite obtener mayor eficiencia exergética. Lo mismo ocurre con la bujía 2, que además conduce a menores pérdidas con el refrigerante y a menor temperatura de gases de escape, y por consiguiente menores pérdidas exergéticas con éstos (ver figura 9).



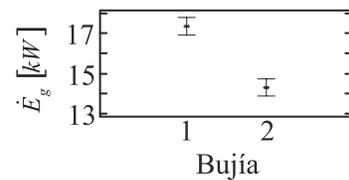
(a)



(b)



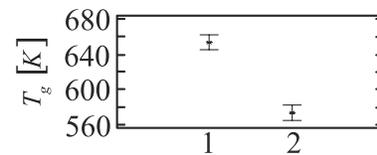
(c)



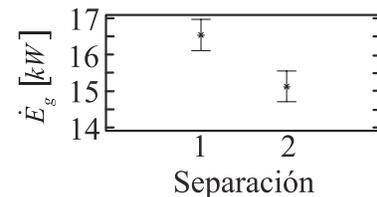
(d)

Figura 9 Efecto de los parámetros de encendido sobre los términos del balance exergético

Al aumentar la separación entre electrodos se disminuye la temperatura de gases de escape y con ella la exergía de esta corriente (figura 10).



(a)



(b)

Figura 10 Efecto de los parámetros de encendido sobre los gases de escape

La variación de la exergía de los gases de escape y del refrigerante con el modo de funcionamiento

es similar a la observada en la fase 1. Lo mismo ocurre con la eficiencia exergética, las pérdidas y las irreversibilidades. De esto se concluye que al aumentar la carga el motor se comporta de forma más eficiente, disminuyendo la variación relativa de las pérdidas y las irreversibilidades, aunque sus valores absolutos aumenten.

En general se observa que los efectos de los parámetros de encendido, aunque significativos, no son grandes. Esto se debe a que para un punto de funcionamiento dado (régimen de giro y par) el desarrollo de la combustión dependerá principalmente del dosado relativo y de la homogeneidad de la mezcla [22]. Sin embargo, el efecto combinado de una buena configuración del kit de conversión con los mejores parámetros de encendido, puede conducir a mejorar de forma significativa la eficiencia exergética del motor, como lo muestra la figura 11, en la cual se observa que la eficiencia exergética máxima alcanzada está en torno al 19%, mientras que en la fase 1 no se supera el 17%.

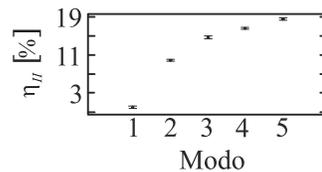


Figura 11 Variación de la eficiencia exergética con el modo de funcionamiento al modificar los parámetros de encendido

Conclusiones

1. El análisis exergético permitió determinar la verdadera eficiencia de conversión de energía del motor, al mismo tiempo que reveló la magnitud de las irreversibilidades, con lo cual se caracterizó mucho mejor su funcionamiento. Del mismo modo se determinó la baja calidad de la energía cedida al refrigerante, lo que contrasta con el análisis de primera ley, en el cual esta energía es del mismo orden que el trabajo útil. También se ha determinado el potencial para realizar trabajo de la corriente de gases de escape, el cual es considerable-

mente menor a su energía, y con esto se revela el verdadero potencial de recuperación en el motor, necesario para diseñar un sistema de cogeneración o de sobrealimentación.

2. Mediante criterios de uso racional de la energía, se determinó la configuración del kit de conversión más conveniente. Se encontró que el tamaño del mezclador no es relevante, que la ubicación de éste sobre el carburador (ubicación 2) permitió obtener mayor eficiencia exergética y que lo mismo ocurrió al usar el regulador más pequeño (regulador 1). Este resultado coincide con las mínimas emisiones contaminantes y las mejores prestaciones del motor [1].
3. Se determinó el efecto del sistema de encendido sobre la eficiencia exergética del motor. Se encontró que el efecto de variar los principales parámetros de encendido es menor que el de la configuración del kit de conversión, pero que combinando ambas modificaciones se puede mejorar de forma significativa la forma en que el motor usa la energía del combustible. Para la configuración más conveniente del kit de conversión la eficiencia exergética del motor se ve incrementada al usar un avance al encendido de 25° (avance 1), una bujía caliente (bujía 2) y una separación grande entre electrodos (separación 2).

Agradecimientos

Los autores expresan sus agradecimientos al Comité para el Desarrollo de la Investigación de la Universidad de Antioquia —CODI— por la financiación de este proyecto, igualmente expresan su gratitud a la empresa GNV Motor por facilitar los componentes del kit de conversión y el personal técnico de apoyo para la ejecución de los ensayos.

Referencias

1. J. Agudelo, R. Moreno, I. Bedoya. "Influencia de la configuración del kit de conversión en el desempeño mecánico-ambiental de un motor de encendido pro-

- vocado (MEP) bicombustible gasolina-gas natural vehicular”. *Revista Facultad de Ingeniería*. Vol. 31. 2004. pp. 102-115.
2. C. Rakopoulos, E. Giakoumis. “Second-law analyses applied to internal combustion engines operation”. *Progress in Energy and Combustion Science*. Vol. 32. 2006. pp. 2-47.
 3. R. Gaggioli, P. Petit. “Use the second law, first”. *CHEM-TECH*. Vol. 7. 1977. pp. 496-506.
 4. M. Rosen. “Second-law analysis: Approaches and implications”. *International Journal of Energy Research*. Vol. 23. 1999. pp. 415-429.
 5. I. Dincer, Y. Cengel. “Energy, entropy and exergy concepts and their roles in thermal engineering”. *Entropy*. Vol. 3. 2001. pp. 116-149.
 6. A. Bejan. “Fundamentals of exergy analysis, entropy generation minimization, and the generation of flow architecture”. *International Journal of Energy Research*. Vol. 26. 2002. pp. 545-565.
 7. M. Moran, E. Sciubba. “Exergy analysis: Principles and practice”. *Journal for Engineering of Gas Turbines and Power*. Vol. 116. 1994 pp. 285-290.
 8. W. Kaiser. “Rudolf diesel and the second law of thermodynamics”. En: *German News Magazine*. 1997. <http://www.germanembassy-india.org/news/june97/76gn16.htm>. Consultada en junio de 2004.
 9. J. Caton. “A review of investigations using the second law of thermodynamics to study internal combustion engines”. SAE paper 2000-01-1081. Estados Unidos. 2000.
 10. D. Foster. “An overview of zero-dimensional thermodynamic models for IC engine data analysis”. SAE paper 852070. Estados Unidos. 1985.
 11. H. Shapiro, J. Van Gerpen. “Two zone combustion models for second law analysis of internal combustion engines”. SAE paper 890823. Estados Unidos. 1989.
 12. M. Anderson, D. Assanis, Z. Filipi. “First and second law analyses of a naturally-aspirated, Miller cycle, SI engine with late intake valve closure”. SAE paper 980889. Estados Unidos. 1998.
 13. J. Caton. “Results from the second-law of thermodynamics for a spark-ignition engine using an engine cycle simulation”. En: *Proceedings of the 1999 Fall Technical Conference, ASME-ICED Paper N.º 99-ICE-239*. Michigan. 1999. pp. 35-49.
 14. J. Caton. “A cycle simulation including the second law of thermodynamics for a spark-ignition engine: Implications of the use of multiple-zones for combustion”. SAE paper 2002-01-0007. Estados Unidos. 2002.
 15. F. Alasfour. “Butanol – A single-cylinder engine study: availability analysis”. *Applied Thermal Engineering*. Vol. 17. 1997. pp. 537-549.
 16. W. Gallo, L. Milanez. “Exergetic analysis of ethanol and gasoline fueled engines”. SAE paper 920809. Estados Unidos. 1992.
 17. A. Valero, M. Lozano, G. Serra, G. Tsatsaronis, J. Pisa, C. Frangopoulos, M. von Spakovsky. “CGAM Problem: Definition and conventional solution”. *Energy*. Vol. 19. 1994. pp. 279-286.
 18. V. Stepanov. “Chemical energies and exergies of fuels”. *Energy*. Vol. 20. 1995. pp. 235-242.
 19. T. Kotas. *The exergy method of thermal plant analysis*. Florida. Krieger publishing Company. 1995. pp. 44-48, 268.
 20. A. Amell, J. Agudelo, F. Cadavid. “El gas natural: ¿nuevo vector energético?”. *Revista Facultad de Ingeniería*. Vol. 25. 2002. pp. 36-48.
 21. A. Bejan. *Advanced engineering thermodynamics*. 2.ª ed. Nueva York, John Wiley & Sons. 1989. p. 394.
 22. J. Heywood. *Internal combustion engine fundamentals*. Nueva York. McGraw-Hill. 1988. pp. 678-680.
 23. C. Ferguson y A. Kirkpatrick. *Internal combustion engines. Applied thermosciences*. Nueva York. John Wiley & Sons. 2001. pp. 117-118, 322.
 24. M. Muñoz, F. Payri. *Motores de combustión interna alternativos*. Madrid. Sección de Publicaciones, Escuela técnica superior de Ingenieros Industriales, Universidad Politécnica de Madrid. 1989. pp. 69-71.
 25. A. Bejan, G. Tsatsaronis, y M. Moran. *Thermal design and optimization*. Nueva York. John Wiley & Sons. 1996. pp. 519-522.
 26. J. Caton. “On the destruction of availability (exergy) due to combustion processes – with specific application to internal-combustion engines”. *Energy*. Vol. 25. 2000. pp. 1097-1117.