

Análisis de primera y segunda ley de un motor operando con biodiesel de aceite de palma. Parte 2: balance exergético global

John R. Agudelo ¹, Andrés F. Agudelo ², Ilba G. Cuadrado ³

Recibido para evaluación: 4 de Abril de 2006

Aceptación: 24 de Mayo de 2006

Entrega de versión final: 24 de Mayo de 2006

Resumen

En este trabajo se realizó un análisis exergético de un motor diesel funcionando con biodiesel de aceite de palma y su mezcla con combustible convencional. El balance global se obtuvo midiendo en un banco de ensayos en condiciones estacionarias para régimen de giro constante con varios grados de carga y viceversa. Se obtuvo la variación en la distribución de la exergía y la eficiencia de segunda ley para los diferentes puntos de operación. Se encontró que el tipo de combustible no afecta la distribución de la exergía, pero sí el rendimiento de segunda ley, el cual es ligeramente mayor con el combustible diesel. En contraste con los resultados del balance energético, los flujos exergéticos de las corrientes de gases de escape y de refrigerante son bajos, especialmente para este último. Este resultado es relevante de cara a la implementación de sistemas de cogeneración.

Palabras Claves: Análisis exergético, motores diesel, biodiesel de aceite de palma

Abstract

An exergy analysis of a diesel engine operating with palm oil biodiesel and its blends with diesel fuel is presented. Measurements were carried out in a test bench under stationary conditions varying engine load at constant speed and vice versa. The variation in exergy distribution and second law efficiency were obtained under several operating points. It was found that fuel type do not affect exergy distribution but it does affect the second law efficiency, which is slightly higher for diesel fuel. In contrast with energy balance results, exergy flows of exhaust and coolant streams are low, specially for the latter. This result is relevant for the implementation of cogeneration systems.

Keywords: Exergy analysis, diesel engines, palm oil biodiesel

© 2006 Universidad Nacional de Colombia - Sede Medellín. Todos los derechos reservados.

¹Ingeniero Mecánico, PhD en Ciencias Térmicas, Universidad de Antioquia, Grupo GASURE. e-mail radian@udea.edu.co

²Ingeniero Mecánico, MSc (c), Universidad de Antioquia, Grupo GASURE. e-mail afagudel@udea.edu.co

³Ingeniera Mecánica, MSc (c), Universidad de Antioquia, Grupo GASURE. e-mail ilbageo@udea.edu.co

Nomenclatura

Símbolo	Nombre	Unidad
$B100$	Biodiesel puro	
$B50$	Mezcla de biodiesel-diesel al 50% en volumen.	
ex	Exergía específica	[kJ/kg]
$\dot{E}x$	Flujo exergético	[kW]
h	Entalpía específica	[kJ/kg]
\dot{m}	Flujo másico	[kg/s]
PCI	Poder calorífico inferior	[kJ/kg]
s	Entropía específica	[kJ/kgK]
T	Temperatura	[K]
Y	Fracción másica	
\dot{W}	Potencia mecánica de salida del motor	[kW]
η_{II}	Eficiencia de segunda ley	[%]
Subíndices		
$comb$	Combustible	
d	Destruída	
e	Entrada	
g	Gases	
ref	Refrigerante	
s	Salida	
W	Trabajo	
Superíndices		
F	Física	
Q	Química	

1. Introducción

El análisis de segunda ley de la termodinámica (en adelante ASL) permite evaluar mejor la operación de un motor térmico teniendo los límites teóricos alcanzables en los diferentes procesos. Esto se logra introduciendo un término de destrucción que da cuenta de sus irreversibilidades (Gaggioli y Petit, 1977; Rosen, 1999; Dincer y Cengel, 2001; Bejan, 2002). Dicho análisis permite determinar la localización, el tipo y la magnitud de las irreversibilidades (Gaggioli y Petit, 1977; Dincer y Cengel, 2001; Moran y Sciubba, 1994). En su aplicación a motores de combustión interna alternativos (MCIA), el ASL permite realizar el balance exergético, mediante el cual se obtiene la energía disponible para su aprovechamiento en sistemas combinados.

La revisión bibliográfica muestra que la inmensa mayoría de las publicaciones se basan en la simulación del ciclo, que aunque aproxima relativamente bien el proceso global se ve limitada por las diferentes hipótesis sobre el motor, los combustibles, las condiciones de flujo, etc (Caton, 2000a, Rakopoulos y Giakoumis, 2006). Sólo uno de los trabajos ajusta su modelo de simulación al motor de estudio con el fin de obtener resultados más fiables (Bozza y otros, 1991). Pocos trabajos han incluido modelos de los demás sistemas del motor con el fin de obtener un balance global (Lipkea y Dejoode, 1989). El primer trabajo experimental que realiza el balance exergético de un MEC (monocilíndrico) operando con diesel aparece en 1988 (Alkidas, 1988).

No se tiene referencia de trabajos que realicen balances exergéticos en motores de encendido por compresión (MEC) usando biodiesel. La mayoría de estudios con biodiesel reportan resultados de prestaciones y emisiones (Carrareto, 2004; Usta, 2005).

Aunque no es posible realizar comparaciones directas entre los resultados obtenidos por diferentes autores, debido a las diferencias entre los motores, las condiciones de prueba y sistemas termodinámicos de estudio, los resultados presentados en la Figura 1 son ilustrativos del alcance del ASL en MCIA.

2. Experimentación

Las mediciones se realizaron sobre un MEC de automoción, turboalimentado, de 4 cilindros en línea, de inyección directa montado en un banco de ensayos instrumentado. El montaje experimental, los puntos de funcionamiento y los sistemas de medida, se describen con detalle en Agudelo et al. (2006). Se realizaron ensayos utilizando diesel, biodiesel de aceite de palma (B100) y su mezcla al 50% en volumen (B50).

Las mediciones se realizaron en ocho puntos de



Figura 1. Distribución de la exergía en MCIA.

funcionamiento, cuatro a régimen de giro constante (2500 rpm) variando el grado de carga (190, 350, 560, 770 kPa) y cuatro a carga constante (440 kPa) variando el régimen de giro (1200, 2000, 3000 y 4000 rpm).

2.1 Balance exergético

Al motor entran flujos de aire y combustible y de él salen el flujo de gases de escape y los flujos energéticos de trabajo efectivo, calor de refrigeración y pérdidas al ambiente. Las pérdidas al ambiente se incluyen en las irreversibilidades, ya que esta energía se degrada en el ambiente. El balance exergético es:

$$\dot{E}x_{comb} = \dot{E}x_w + \dot{E}x_g + \dot{E}x_{ref} + \dot{E}x_d \quad (1)$$

Debido a que el combustible entra a la bomba de inyección a temperatura ambiente y baja presión, se desprecia su exergía física, por lo tanto:

$$\dot{E}x_{comb} = \dot{m}_{comb} ex_{comb}^Q \quad (2)$$

Donde la exergía química del combustible se estima a partir de su poder calorífico inferior. Para este caso en que los combustibles no contienen azufre se tiene (Kotas, 1995):

$$\left(\frac{-Q}{ex} \right)_{comb} \cong 1,0401 + 0,1728 \frac{Y_H}{Y_C} + 0,0432 \frac{Y_O}{Y_C} \quad (3)$$

Donde los Y_i se refieren a la fracción másica de cada elemento en el combustible.

El flujo exergético del trabajo es la misma potencia efectiva. Para calcular el flujo exergético de la corriente de gases de escape se considera sólo la parte física de su exergía, ya que la química no se puede aprovechar con dispositivos convencionales o sistemas de cogeneración. Así:

$$\dot{E}x_g = \dot{m}_g ex_g^F = \dot{m}_g \left[(h - h_0)_g - T_0 (s - s_0)_g \right] \quad (4)$$

Las diferencias de entalpía y entropía se calculan a partir de una expresión polinómica para el calor específico isobárico de los gases (Agudelo et al., 2006).

La exergía de la corriente de agua a la que se cede el calor de refrigeración es:

$$\begin{aligned} \dot{E}x_{ref} &= \dot{m}_{agua} ex_{agua}^F \\ &= \dot{m}_{agua} \left[(h - h_0)_{agua} - T_0 (s - s_0)_{agua} \right] \end{aligned} \quad (5)$$

Las diferencias de entalpía y entropía del agua se calculan según las correlaciones de la IAPWS (Wagner et al., 2000). Finalmente, la tasa de destrucción de exergía se obtiene a partir del balance (1).

Existen varias posibilidades de definir la eficiencia de segunda ley. En este trabajo se calculará como el cociente entre la potencia real y la máxima reversible (6), lo cual permite identificar que tan lejos se encuentra el motor del límite impuesto por Carnot.

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{rev\ max}} \quad (6)$$

El trabajo máximo reversible se obtiene de la (1) al hacer cero el término de destrucción de exergía.

3. Resultados y discusión

En esta sección se presentan los resultados para las diferentes condiciones de operación. Se muestra el balance exergético del motor y el rendimiento de segunda ley.

En las Figuras 2 y 3 se muestran los balances exergéticos del motor operando con diesel a régimen de giro constante y grado de carga constante, respectivamente. En ambos casos la destrucción de exergía es mayor a bajos regímenes y bajos grados de carga. Esto se debe a que el proceso de combustión es más irreversible por fenómenos como el mezclado y la transferencia de calor entre las zonas quemada y sin quemar al interior del cilindro. Adicionalmente al aumentar la carga, se enriquece la mezcla (Agudelo, et al.,

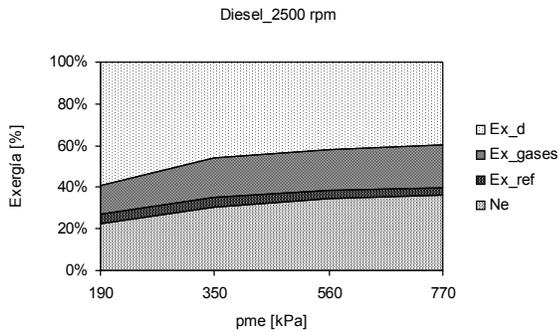


Figura 2. Distribución de la exergía en el motor a régimen constante con combustible diesel.

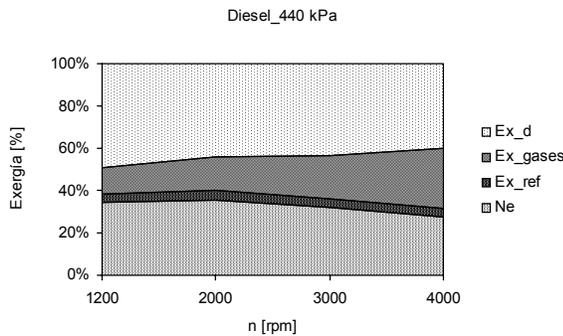


Figura 3. Distribución de la exergía en el motor a par constante con combustible diesel.

2006), lo que contribuye a disminuir la irreversibilidad del proceso de combustión (Caton, 2000b; Velásquez y Milanez, 1994).

La fracción de exergía del agua de refrigeración no varía con el punto de funcionamiento del motor, lo cual significa que aumenta linealmente con la exergía suministrada al motor. Se observa una diferencia apreciable respecto del balance energético (Agudelo, et al., 2006), en el que la fracción del refrigerante fue mayor que la exergética. Esto se debe a que la energía cedida al refrigerante es de baja calidad por su baja temperatura.

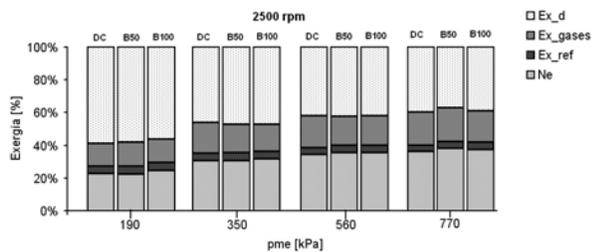


Figura 4. Balance exergético a régimen de giro constante para los diferentes combustibles

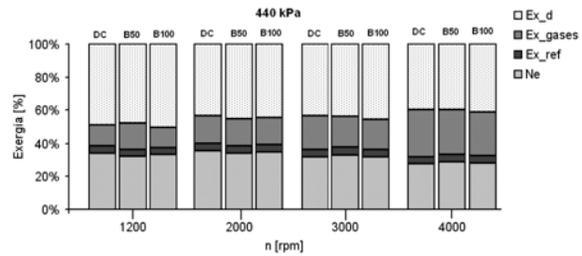


Figura 5. Balance exergético a carga constante para los diferentes combustibles

La exergía de los gases de escape, no obstante permanecer aproximadamente constante con el grado de carga, respecto a la exergía suministrada, incrementa notablemente con el régimen de giro. Este comportamiento se debe al aumento en la temperatura y el flujo másico de los gases.

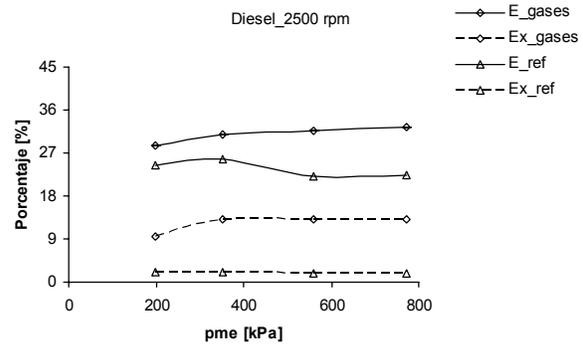


Figura 6. Porcentajes de energía y exergía a régimen constante

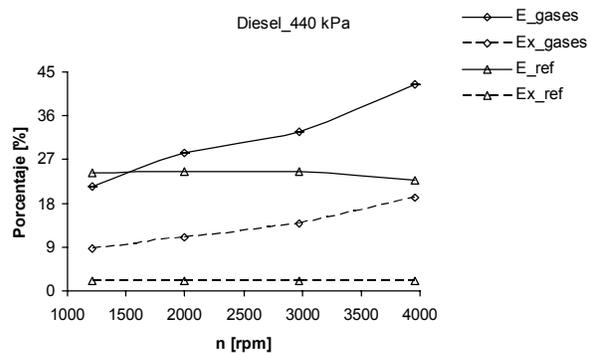


Figura 7. Porcentajes de energía y exergía a par constante

Las Figuras 4 y 5 muestran que el tipo de combustible no afecta significativamente el balance exergético en los puntos de funcionamiento ensayados.

Las Figuras 6 y 7 permiten comparar las fracciones de la exergía suministrada que se llevan los gases de escape y

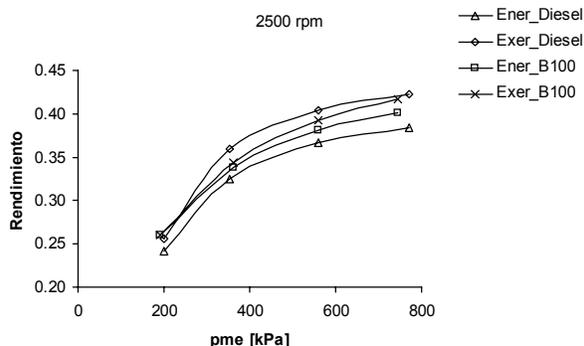


Figura 8. Rendimientos energéticos y exergéticos a régimen constante

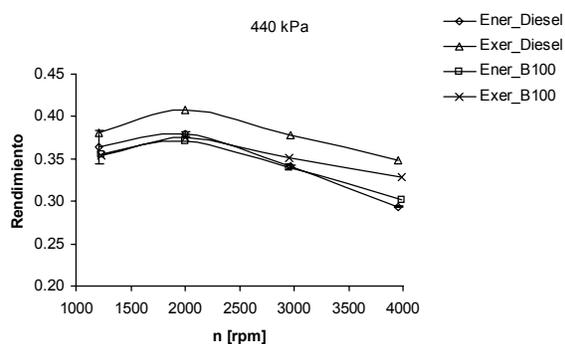


Figura 9. Rendimientos energéticos y exergéticos a régimen constante

el refrigerante con las respectivas fracciones energéticas. Se observa una tendencia similar para ambas cantidades con el régimen de giro y la carga. La diferencia entre sus magnitudes, sin embargo, marca la diferencia entre los análisis de primera y segunda ley. Las fracciones exergéticas son mucho menores que las energéticas, sobre todo en el caso del refrigerante, lo cual da una idea más clara de las irreversibilidades en los procesos de transferencia de calor en el motor y permite conocer mejor el potencial de cogeneración de estas corrientes.

Los rendimientos de primera y segunda ley mostrados en las Figuras 8 y 9, presentan la misma tendencia con el régimen de giro y el par, lo cual significa que se aprovecha más energía de la suministrada no solo por la disminución relativa de las pérdidas al ambiente (Agudelo et al., 2006) sino porque los procesos se hacen más reversibles.

El rendimiento de segunda ley es ligeramente mayor para diesel, lo cual se puede explicar por su mayor temperatura de llama adiabática, que se refleja en mayores temperaturas de los gases de escape (Agudelo et al., 2006). esta mayor temperatura contribuye a que el proceso de combustión, la principal fuente de irreversibilidades en MCIA, sea menos irreversible (Caton, 2000b).

4. Conclusiones

La importancia del análisis de segunda ley de la termodinámica se hace evidente al observar los resultados del balance exergético, donde el término de destrucción de exergía es el más grande, mostrando el costo termodinámico de la producción de trabajo en el motor.

A bajas cargas y régimen de giro se obtuvo mayor destrucción de exergía, la cual disminuyó al aumentar éstos con los tres combustibles ensayados.

Se encontró que el tipo de combustible no afecta de forma significativa el balance exergético del motor. Al igual que en el balance energético, lo que más influye son las condiciones de operación.

Se encontró una diferencia considerable entre las fracciones energéticas y exergéticas de las corrientes de gases de escape y de agua de refrigeración. En esta última se debe a su baja temperatura. Este resultado es importante de cara a la implementación de un sistema de cogeneración.

Se encontró que el rendimiento de segunda ley es mayor que el de primera ley y que tiene la misma tendencia con respecto al régimen de giro y el grado de carga. Lo cual significa que se aprovecha más y mejor la energía del combustible. Por otro lado, se observó mayor rendimiento de segunda ley con el combustible diesel, lo cual se puede atribuir a las mayores temperaturas de gases de escape.

Agradecimientos

Los autores agradecen a Colciencias por financiar el proyecto 1115-05-16882. También se agradece a Akzo Nobel de Colombia (Interquim S.A.) por suministrar el biodiesel de aceite de palma y al Laboratorio de Crudos y Derivados de la Universidad Nacional sede Medellín por la caracterización de los combustibles.

Bibliografía

AGUDELO, J.R., AGUDELO, A.F, y CUADRADO, I.G. Análisis de primera y segunda ley de un motor operando con biodiesel de aceite de palma. Parte 1: Balance energético global. *Energética*, (2006), (en revisión).

ALKIDAS, A. C. The Application of Availability and Energy Balances to a Diesel Engine. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol.110 (1988).

BEJAN, A. Fundamentals of exergy analysis, entropy generation minimization, and the generation of flow architec-

- ture. *International Journal of Energy Research*. Vol. 26, 2002. p. 545-565.
- BOZZA, F., NOCERA, R., SENATORE, A., and TUCCILLO, R. Second Law Analysis of Turbocharged Engine Operation. Society of Automotive Engineers, SAE paper no.910418 (1991).
- CARRARETTO, C. and MACCOR, A. Biodiesel as alternative fuel: Experimental analysis and energetic evaluations. *E. Energy*, Vol.29 (2004), p.2195-2211.
- CATON, J. A. A Review of Investigations Using the Second Law of Thermodynamics to Study Internal Combustion Engines. Society of Automotive Engineers, SAE Paper no. 2000-01-1081 (2000a).
- CATON, J.A., On the Destruction of Availability (Exergy) Due to Combustion Processes – with Specific Application to Internal-Combustion Engines. *Energy* (25), p. 1097-1117 (2000 b).
- DINCER, I. y CENGEL, Y. Energy, entropy and exergy concepts and their roles in thermal engineering. *Entropy*. Nº 3, 2001. p. 116-149.
- GAGGIOLI, R. y PETIT, P. Use the second law, first. *CHEMTECH*. Agosto 1977. p. 496-506.
- LIPKEA, W. H., y DEJOOODE, A. D. A Comparison of the Performance of Two Direct Injection Diesel Engines from a Second Law Perspective. Society of Automotive Engineers, SAE Paper no. 881284 (1988).
- MORAN, M. y SCIUBBA, E. Exergy analysis: Principles and practice. *Journal for Engineering of Gas Turbines and Power*. Nº 116, 1994 p. 285-290.
- RAKOPOULOS, C. D., and GIAKOUMIS, E. G. Second-law analyses applied to internal combustion engines operation. *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol32 (2006), p. 2-47.
- ROSEN, M. Second-law analysis: Approaches and implications. *International Journal of Energy Research*. Vol. 23, 1999. p. 415-429.
- USTA, N. and ÖZTÜRK, E. Combustion of biodiesel fuel produced from hazelnut soapstock/waste sunflower oil mixture in a Diesel engine. *Energy Conversion and Management*, Vol.46 (2005), p. 741-755.
- VELÁSQUEZ, J.A., y MILANEZ, L.F. Analysis of the Irreversibilities in Diesel Engines. SAE paper 940673, (1994).
- WAGNER, W. et. al., The IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam. *Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 122, p. 150-182 (2000).