

Análisis de primera y segunda ley de un motor operando con biodiesel de aceite de palma. Parte 1: balance energético 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 de primera ley de un motor de encendido por compresión funcionando con biodiesel de aceite de palma y su mezcla con combustible diesel 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 energía para los diferentes puntos de operación, y se determinaron las prestaciones y emisiones del motor. Se encontró que el tipo de combustible no afecta la distribución de la energía ni el rendimiento efectivo. Las condiciones de funcionamiento, por el contrario, tienen un efecto importante en el balance energético y las prestaciones. Las emisiones de CO₂ no mostraron una tendencia clara con la concentración de biodiesel en la mezcla. Sin embargo, el oxígeno en los gases de escape presentó una tendencia directa con dicha concentración, independientemente del punto de funcionamiento del motor.

Palabras Claves: Primera ley de la termodinámica, motores diesel, biodiesel de aceite de palma

Abstract

A first law of thermodynamics analysis in 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 energy distribution, efficiency, performance and emissions were obtained under several operating points. It was found that fuel type do not affect energy distribution and effective efficiency. On the other hand, engine operating conditions have an important effect on energy balance and performance. CO₂ emissions didn't exhibit a clear tendency with biodiesel concentration in the blend. Nevertheless, O₂ concentration in exhaust gases exhibits a direct relationship with this concentration, independent of engine operating condition.

Keywords: First law of thermodynamics, 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	
$B150$	Mezcla de biodiesel-diesel al 50% en volumen.	
C_p	Calor específico a presión constante.	[kJ/kg-K]
e	Energía específica	[kJ/kg]
E	Energía	[kJ]
	Flujo energético	[kW]
F_{est}	Dosado estequiométrico	[adimensional]
gef	consumo específico de combustible	[g/kWh]
h	Entalpía específica	[kJ/kg]
I	Índice de emisiones	[g/kWh]
\dot{m}	Flujo másico	[kg/s]
N_e	Potencia efectiva	[kW]
PCI	Poder calorífico inferior	[kJ/kg]
PM	Peso molecular	[kg/kmol]
\dot{Q}	Tasa de transferencia de calor	[kW]
T	temperatura	[K]
W	Potencia	[kW]
η_i	Eficiencia de primera ley	[%]
ρ	Densidad	[kg/m ³]

Subíndices

amb	ambiente
c	combustible
e	entrada
g	gases
s	salida

1. Introducción

La aplicación de la primera ley de la termodinámica en un sistema permite conocer la distribución de energía a través de sus fronteras. Cuando el sistema es un motor, el balance puede realizarse en estado estable o transitorio, y a su vez por componentes, por ciclos o en forma global. En estos últimos se tienen en cuenta los sistemas de refrigeración, potencia y flujos al interior y exterior del motor (entradas de aire y combustible y gases de escape).

Alkidas (1988), realizó balances globales en un motor diesel monocilíndrico, a partir de mediciones experimentales, con diferentes grados de carga y velocidad. Encontró que la transferencia de calor constituye un gran porcentaje de la energía suministrada con el combustible (Figura 1), condición propia de los motores monocilíndricos, y que a bajas velocidades y grados de carga aumenta dicho porcentaje. Concluyó que el rendimiento de primera ley (η_I) tiende a aumentar con la potencia suministrada, debido a que la transferencia de calor relativa disminuye y la fricción no aumenta significativamente.

Carraretto (2004), reportó consumos, emisiones y condiciones de los sistemas de refrigeración y lubricación, en calderas y motores diesel de inyección directa con mezclas (100%, 80%, 70%, 50%, 30%, 20% y 0% en volumen de biodiesel). Sus resultados mostraron reducciones en el par máximo en 5% y en la potencia máxima del 3%, el consumo específico de combustible (gef) aumentó en 16%. El avance óptimo fue de 21°.

Usta (2005), examinó los efectos de la adición de biodiesel (5, 10, 15, 17.5 y 25% en volumen de biodiesel de aceite de girasol usado) a un diesel No.2, sobre las prestaciones y las emisiones de un motor de inyección indirecta turbocargado, bajo diferentes grados de carga (100, 75 y 50%). Encontró que a plena carga para un 17.5% de biodiesel se obtenía la mayor potencia y las mejores eficiencias térmicas, pero se incrementaban las emisiones de NO_x de 3-6% debido a las mayores temperaturas de combustión y a la mayor presencia de oxígeno en la mezcla, las emisiones de SO₂ por el contrario se reducían en un 49%. Las diferencias en consumos, potencias y emisiones no fueron significativas a carga parcial.

Caton (2000), reportó una revisión bibliográfica desde 1950 sobre la aplicación de la primera y segunda leyes de la termodinámica en motores de combustión interna alternativos (MCIA). Encontró que la mayoría de los trabajos se han realizado en motores de encendido por compresión (MEC) y que los más recientes consideran casos no convencionales como el uso de combustibles alternativos (biodiesel, butanol, etanol y metanol) y motores de ciclo Miller.

Rakopoulos (2006), actualizó la revisión realizada por Caton (2000), detallando además los modelos matemáticos empleados, incluyendo nuevas publicaciones relacionadas con combustibles alternativos y operaciones en régimen transitorio.

En la Figura 1 se resumen algunos resultados relevantes sobre la naturaleza de los análisis de primera ley en motores, considérese que no es recomendable hacer comparaciones directas entre los resultados obtenidos por diferentes autores, debido a las discrepancias entre los equipos y las condiciones de prueba e incluso los sistemas termodinámicos de estudio. No obstante, la figura es ilustrativa de la distribución porcentual de la energía en los MCIA reportada por varios autores.

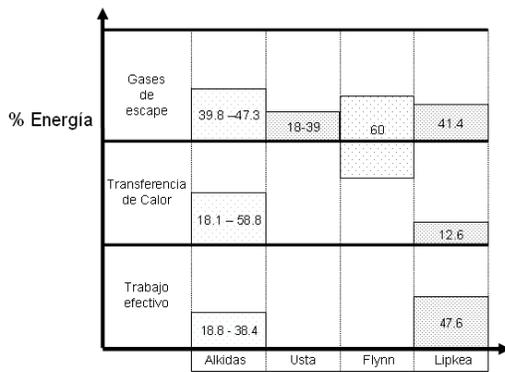


Figura 1. Distribución de la energía en MCIA.

En este trabajo se han realizado mediciones en un motor diesel de automoción, de inyección directa, turboalimentado a diferentes grados de carga y regímenes de giro empleando combustibles diesel, biodiesel de aceite de palma puro (B100) y sus mezclas al 50% en volumen (B50). Esto con el fin de realizar los balances globales de primera y segunda ley de la termodinámica.

2. Experimentación

2.1 Montaje Experimental

En la Figura 2 se muestra esquemáticamente el montaje experimental. El par resistente se midió con un freno dinamométrico hidráulico GO-POWER tipo D-516. Para el consumo de combustible se utilizó un medidor de flujo másico tipo Coriolis (Danfoss). El consumo de aire se midió con un sensor de hilo caliente (Magnetrol), haciendo corrección por condiciones ambientales locales. Las emisiones contaminantes se determinaron con un medidor móvil (Maihak). El caudal de agua de refrigeración se determinó por aforo.

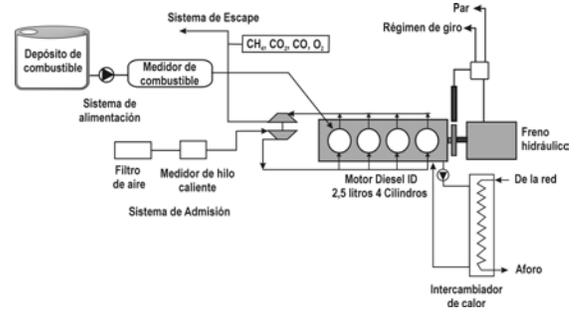


Figura 2. Vista esquemática del montaje experimental

2.2 Combustibles

En la Tabla 1 se presentan las principales propiedades de los combustibles utilizados.

Tabla 1. Principales propiedades de los combustibles utilizados en los ensayos.

Propiedad	Diesel	B50	B100
Fórmula	$C_{14,7}H_{28,8}$	$C_{16,8}H_{32,6}O_{1,27}$	$C_{18}H_{35}O_2$
PM	205,2	254,9	284,8
ρ	0,83	0,852	0,874
PCI	42837	38703	36832
F_{est}	1/14,5	1/13,16	1/12,55
$\dot{m}_{CO_2} / \dot{m}_c$	3,13	2,92	2,83

Las propiedades del diesel se tomaron de Villalta (2004) y las del B100 (Biodiesel de aceite de palma) de Agudelo y Benjumea (2004). Las propiedades de la mezcla B50 se calcularon a partir del diesel y del B100, asumiendo condiciones de mezcla perfecta de acuerdo con el trabajo de Ramírez (2004).

2.3 Mediciones

Los ensayos se realizaron a igualdad de potencia de salida para los tres combustibles. Con el fin de obtener un amplio espectro del balance del motor, se emplearon 8 puntos de medida en diferentes grados de carga y regímenes de giro (Tabla 2).

Tabla 2. Puntos de operación del motor

2500 rpm			
30 Nm	70 Nm	110 Nm	150 Nm
80 Nm			
1200 rpm	2000 rpm	3000 rpm	4000 rpm

Los 8 puntos de ensayo fueron elegidos buscando cubrir el rango de régimen y carga más representativo del motor (Figura 3).

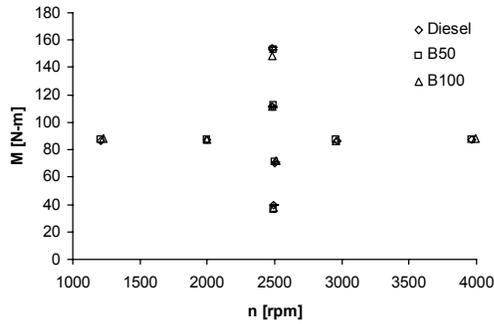


Figura 3. Puntos de medición en el motor

2.4 Pruebas de reproducibilidad de resultados

Se realizaron 3 mediciones en diferentes días sólo para el combustible diesel. Con estos resultados se evaluaron los niveles de incertidumbre estadística de las mediciones, que se representan gráficamente para cada medición. Se asumió que estos niveles eran extrapolables a los demás combustibles.

2.5 Balance energético

La primera ley para un sistema abierto esta dada por:

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum_e \dot{m}_e e_e - \sum_s \dot{m}_s e_s \quad (1)$$

La tasa de transferencia de calor (\dot{Q}) es calculada a partir del balance e incluye el calor por convección, radiación y el transferido por el aceite.

\dot{W} es la potencia efectiva (Ne) medida durante los ensayos. La energía transportada por los flujos másicos se determina a partir de:

$$\sum_e \dot{m}_e e_e = \dot{m}_{comb} PCI + \dot{m}_{agua} (h_{agua})_e + \dot{m}_a (h_a)_e \quad (2)$$

$$\sum_s \dot{m}_s e_s = \dot{m}_g h_g + \dot{m}_{agua} (h_{agua})_s \quad (3)$$

Reemplazando y reordenando términos en (1) se tiene:

$$\dot{m}_{comb} PCI = Ne + \dot{m}_g h_g - \dot{m}_a h_a + \dot{m}_{agua} [(h_{agua})_s - (h_{agua})_e] + \dot{Q}_{amb} \quad (4)$$

La energía asociada a la corriente de gases de escape se calcula como:

$$\begin{aligned} \dot{E}_g &= \dot{m}_g (h_g - h_{g,298.15}) \\ &= \dot{m}_g \int_{298.15}^{T_g} c_{p,g} dT \end{aligned} \quad (5)$$

Donde:

$$c_{p,g} = A + BT + CT^{-2} + DT^2 \quad (6)$$

Los valores de las constantes en esta ecuación se toman de Bejan et al., (1996).

La energía asociada al flujo de aire se desprecia.

La energía cedida al refrigerante se calcula como:

$$\dot{E}_{agua} = \dot{m}_{agua} (h_{agua,s} - h_{agua,e}) \quad (7)$$

La entalpía del agua en los diferentes estados se obtuvo a partir de las correlaciones presentadas por Wagner et al., (2000).

Los porcentajes de energía fueron calculados a partir de:

$$\% \dot{E}_i = \frac{\dot{E}_i}{\dot{m}_c PCI} \quad (8)$$

El subíndice i representa los gases de escape, el sistema de refrigeración y el ambiente.

$$I_j = \frac{X_j PM_j \dot{m}_g}{Ne \cdot PM_g} \quad (9)$$

El subíndice j representa el CO_2 , el O_2 y el CH_4 .

3. Resultados y discusión

En esta sección se presentan los resultados para las diferentes condiciones de operación. Se muestran el balance energético del motor, las emisiones contaminantes y la temperatura de gases de escape para los combustibles ensayados. La temperatura de gases permite valorar el potencial de cogeneración del motor.

3.1 Balance energético

En la Figura 4 se presenta, para combustible diesel a

régimen de giro constante, la distribución del recurso energético (100%) en los diferentes términos del balance.

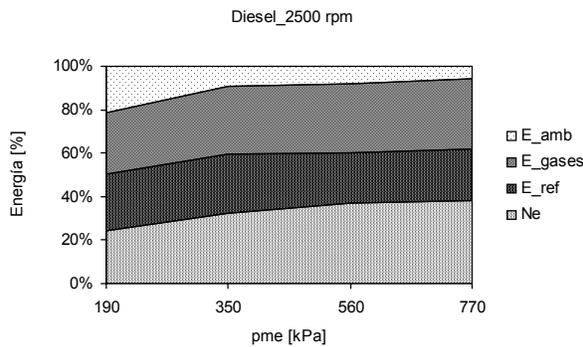


Figura 4. Distribución de la energía en el motor a régimen constante con combustible diesel.

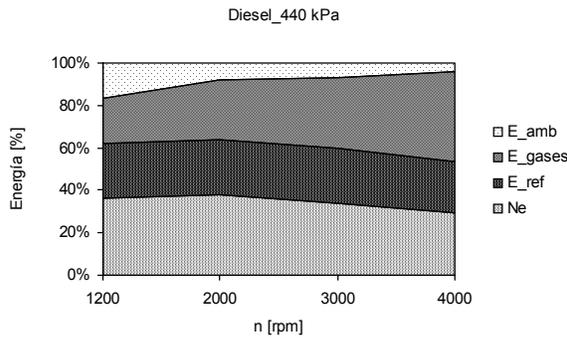


Figura 5. Distribución de la energía en el motor a grado de carga constante con combustible diesel.

La Figura 5 presenta la distribución para grado de carga constante. En ambos casos se observa que disminuye la porción de energía que se cede al ambiente, lo cual se debe a que aumenta la energía suministrada permaneciendo casi constante la transferencia de calor al medio, ya que la temperatura superficial del motor se controla con el sistema de refrigeración.

A régimen de giro constante el porcentaje de energía del refrigerante disminuye y el de los gases aumenta. Estas variaciones son pequeñas y aproximadamente iguales, lo cual genera que en el balance, el porcentaje de energía que se deja de ceder al ambiente pase a formar parte de la potencia efectiva.

A grado de carga constante aumenta la porción de energía de los gases de escape, debido al incremento en su temperatura y flujo másico. La porción de energía cedida al refrigerante no varía significativamente, por lo que, en el balance, el porcentaje de potencia efectiva disminuye.

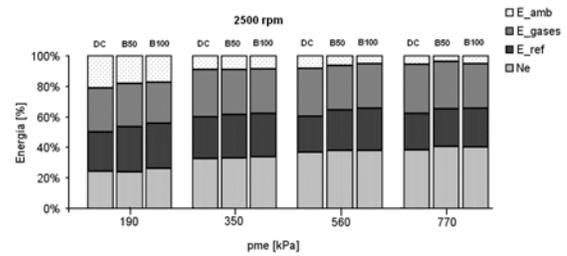


Figura 6. Resultados del balance energético a régimen de giro constante

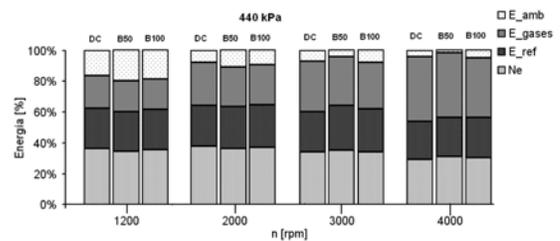


Figura 7. Resultados del balance energético a grado de carga constante

En las Figuras 6 y 7 se observa que los términos del balance varían de forma similar con el régimen de giro y con el grado de carga para los combustibles ensayados.

3.2 Prestaciones

El rendimiento efectivo prácticamente no cambia con el tipo de combustible (Figuras 8 y 9), lo cual muestra que el aprovechamiento de la energía del combustible no se ve afectado.

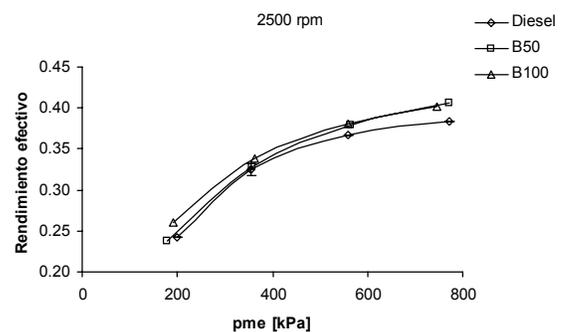


Figura 8. Rendimiento efectivo a régimen constante

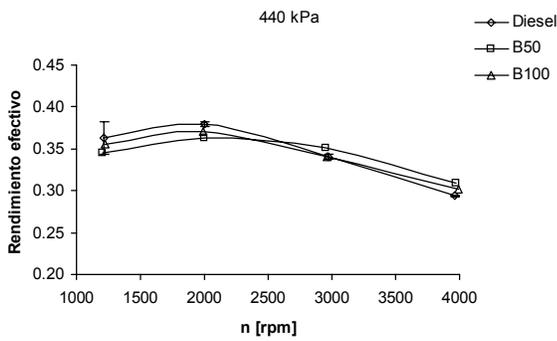


Figura 9. Rendimiento efectivo a grado de carga constante

Como el rendimiento efectivo no cambió con los combustibles, las diferencias en el contenido energético de éstos se reflejan en el consumo específico de combustible, el cual es más bajo para diesel y mayor para B100 (Figuras 10 y 11).

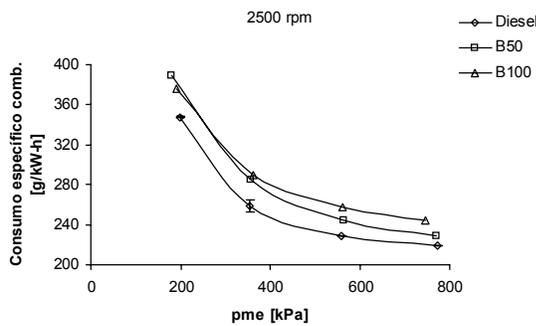


Figura 10. Consumo específico de combustible a régimen constante

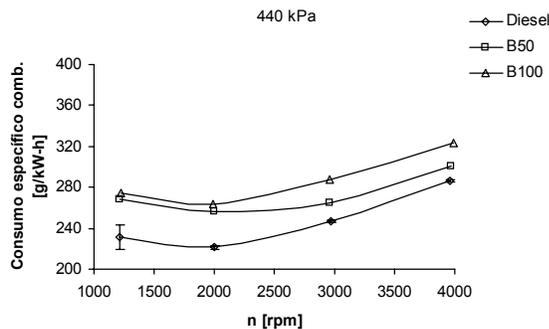


Figura 11. Consumo específico de combustible a grado de carga constante

Las diferencias en los puntos a bajo grado de carga y régimen de giro no se aprecian fácilmente debido a que las mediciones tienen mayores niveles de incertidumbre, debido a la inestabilidad del freno dinámico en esta zona de trabajo.

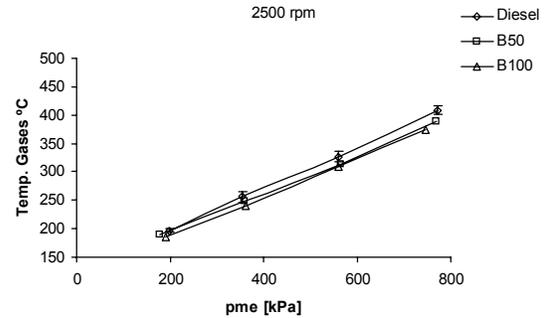


Figura 12. Temperatura de gases de escape a régimen constante

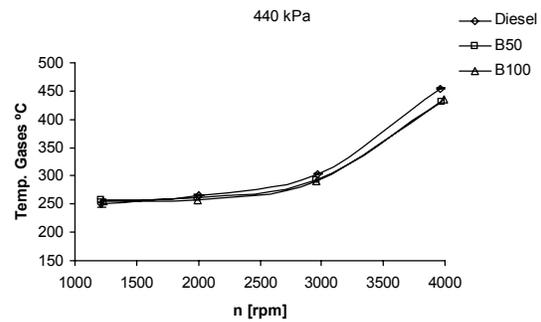


Figura 13. Temperatura de gases de escape a grado de carga constante

La temperatura de gases de escape es ligeramente menor para B50 y B100 (ver Figuras 12 y 13). Debido a que el rendimiento efectivo y el dosado relativo prácticamente no se ven afectados por el tipo de combustible, independientemente del modo de operación (Figuras 14 y 15), dicha diferencia se explica por la menor temperatura de llama adiabática del biodiesel (Agudelo, 2004).

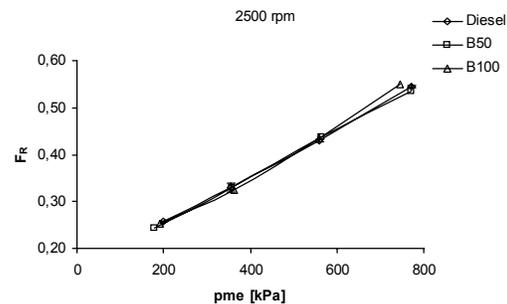


Figura 14. Dosado relativo para régimen de giro constante

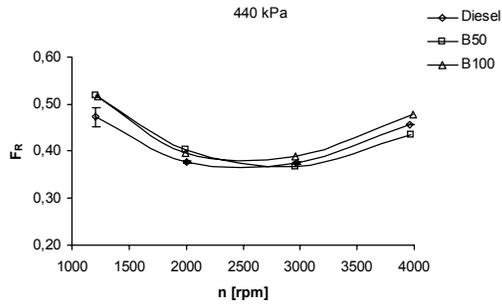


Figura 15. Dosado relativo para grado de carga constante

3.3 Emisiones contaminantes

Las emisiones de CO en MEC

Las emisiones de bióxido de carbono dependen del tipo de combustible (el biodiesel emite menos masa de CO₂ por kilogramo quemado que el diesel) y de la cantidad inyectada (mayor para biodiesel). Estos efectos contrarios llevan a que no haya una tendencia clara del comportamiento de las emisiones de CO₂ entre combustibles (ver Figuras 14 y 15).

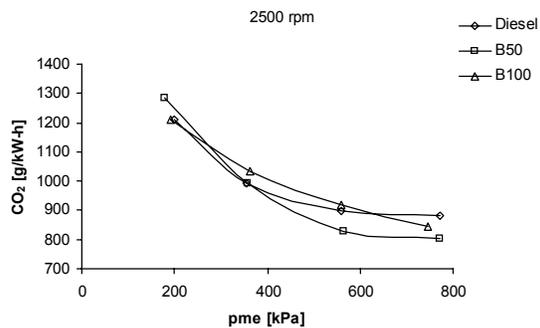


Figura 16. Emisiones específicas de CO₂ a régimen constante

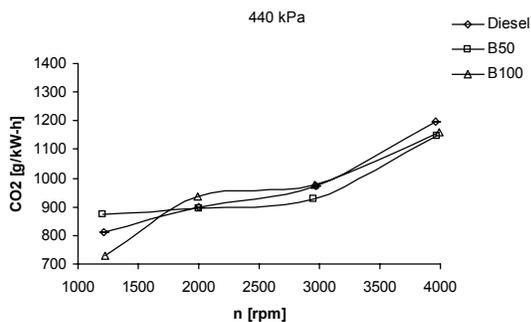


Figura 17. Emisiones específicas de CO₂ a grado de carga constante

Las emisiones de oxígeno se ven favorecidas para biodiesel por la presencia de oxígeno en su molécula y por su mayor consumo específico. En las Figuras 16 y 17 se aprecia una diferencia en las emisiones de oxígeno proporcional al contenido de biodiesel en la mezcla.

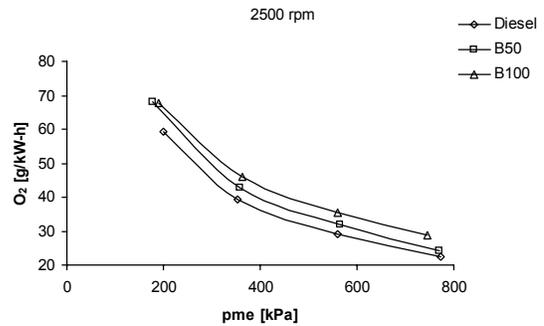


Figura 18. Emisiones específicas de O₂ a régimen constante

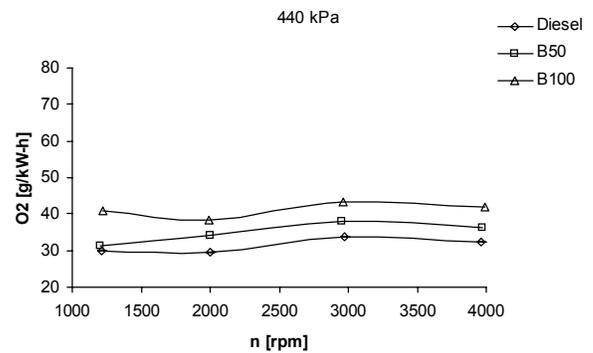


Figura 19. Emisiones específicas de O₂ a grado de carga constante

4. Conclusiones

Los resultados de las mediciones a bajo grado de carga y bajo régimen de giro tienen mayor nivel de incertidumbre debido a la dificultad de alcanzar estos puntos de operación. Esto se debe a que el freno dinamométrico hidráulico es inestable en esta zona de trabajo por su principio de funcionamiento. Lo anterior sugiere que las mediciones dirigidas a comparar combustibles se realicen en un rango de grado de carga y régimen de giro medio-alto.

Las condiciones de funcionamiento afectaron la distribución de la energía en el motor, mientras que el tipo de combustible no generó variaciones significativas. La fracción de energía que se convierte en potencia efectiva aumenta con el grado de carga a régimen de giro constante y disminuye con el régimen de giro a grado de carga constante.

Cerca de la mitad de la energía suministrada al motor se distribuye entre el refrigerante y los gases de escape, recursos que se pueden aprovechar en un sistema de cogeneración. En este sentido es interesante evaluar un sistema de cogeneración para el motor operando a alto régimen de giro, donde se tiene alta energía en los gases de escape. Aunque el rendimiento efectivo es bajo en estas condiciones, el aprovechamiento de la energía de los gases podría dar lugar a un alto rendimiento del sistema combinado.

El rendimiento efectivo no se vio afectado por el tipo de combustible, lo cual significa que el aprovechamiento de la energía en el motor es similar. El consumo específico de combustible incrementó en proporción directa a la concentración de biodiesel en la mezcla. Esto se debe a su menor poder calorífico.

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. Prestaciones mecánicas, termodinámicas y ambientales de motores funcionando con biodiesel. Capítulo 4. En: Lapuerta M., y Agudelo J: Utilización de Combustibles alternativos en motores térmicos – Módulo II – ETS Ingenieros Industriales, Ciudad Real (2004).

AGUDELO, J.R. y BENJUMEA, P.B.. Biodiesel de aceite crudo de palma colombiano. Aspectos de su obtención y utilización. Universidad de Antioquia. (2004).

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

BEJAN, A., TSATSARONIS, G, y MORAN, M. Thermal design and optimization. John Wiley & Sons, Nueva York (1996).

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.

CARRARETTO, C. and MACOR, A. Biodiesel as alternative fuel: Experimental analysis and energetic evaluations. *Energy*, Vol. 29 (2004), p. 2195-2211.

LIPKEA, W. H., and 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).

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.

RAMIREZ, Patricia. Caracterización de biocombustibles para motores diesel. Proyecto fin de Carrera, Universidad de Castilla-La Mancha. (2004).

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.

VILLALTA, J. Implementación de un modelo termodinámico de diagnóstico de una zona para motores diesel ID y propuesta de ampliación a dos zonas. Proyecto fin de Carrera, Universidad de Castilla-La Mancha. (2004).

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).