



Desempeño y emisiones de un motor de combustión interna con combustible dual Diesel – Gas natural

Performance and emissions study of an internal combustion engine with dual fuel diesel - natural gas

**Juan Miguel - Mantilla González
Jorge – Roncancio Gomez**

Carlos Humberto – Galeano Urueña

Recibido: febrero de 2014

Aprobado: septiembre de 2014

Resumen/ Abstract

Muchos de los problemas reportados para los sistemas duales diesel- gas natural ocurren por mala dosificación del gas. Por esta razón se adaptó un sistema de alimentación dual con inyección electrónica de gas natural a un motor de combustión interna encendido por compresión. Se plantea un diseño experimental controlando el dosado de gas natural. Como resultado se obtiene un análisis comparativo entre los valores de desempeño y emisiones desde la operación Diesel y Diesel-Gas natural. A partir de este análisis es posible observar que el desempeño del motor no se ve afectado por la operación del motor bajo el esquema Dual Diesel-GN, es decir que el motor funcionando bajo modo dual puede sostener las cargas solicitadas al motor. También se observa que la eficiencia volumétrica mejora bajo todas las condiciones de operación dual y las emisiones son mejores sólo cuando el motor trabaja a altas cargas.

Palabras clave: desempeño de motores diesel, emisiones de motores diesel, gas natural, sistema de alimentación dual.

Many of the problems reported for dual diesel-natural gas systems occur due to poor gas dosage. For this reason a natural gas electronic injection feeding system was adapted to a compression ignition internal combustion engine. An experimental design controlling the natural gas dosage is considered. As a result a comparative analysis between performance and emissions from the Diesel-and diesel-Natural Gas operation is obtained. From this analysis it is possible to see that engine performance is not affected by operation of the engine under the dual mode, i.e. the motor running under dual mode can support the loads applied to the engine. It is also observed that the volumetric efficiency improves under all conditions of operation and emissions from the dual mode of operation are better only when working at high engine loads.

Key words: diesel engine performance, emissions of diesel engines, natural gas, dual fuel induction systems.

INTRODUCCIÓN

El mundo afronta un progresivo desabastecimiento de combustibles líquidos de origen fósil, entre estos el Diesel ampliamente utilizado en transporte de carga y personas.

Por esta razón es necesaria la adopción e implementación de tecnologías encaminadas a brindar alternativas hacia la utilización de combustibles no convencionales. Una de estas tecnologías es el sistema de alimentación de combustible Dual Diesel-Gas Natural Vehicular(GNV), el cual permite operar motores de combustión interna encendidos por compresión (MCI-D)utilizando Gas Natural, que entra mezclado con el aire de admisión, y se enciende en la cámara de combustión gracias a una pequeña cantidad de Diesel inyectado en la forma tradicional. Este tipo de sistema ha atravesado a lo largo de los años una evolución tecnológica que se puede dividir en 4 generaciones. Cada una de ellas se denomina de acuerdo a su orden de aparición y se resumen en la tabla 1.

Tabla 1. Generaciones y características de los sistemas duales Diesel-GNV.				
Generación	Dosificación Diesel	Dosificación GN	Sensores	Control
Primera	Gobernador original	Venturi	No	No
Segunda	Electrónica	Venturi	Emulados	Lazo abierto
Tercera	Electrónica	Electrónica	Sonda lambda	Lazo cerrado
Cuarta y quinta	Secuencial, electrónica, Inyector dual	Secuencial, electrónica, Inyector dual	Señal de inyección de la ECU original	Lazo cerrado

Fuente: Datos de la Cámara argentina del GNC (Gas Natural Comprimido), CETA Ltda [1].

Desde hace varios años el uso de GNV, utilizando los sistemas descritos en la Tabla 1, ha sido considerado para disminuir emisiones y cumplir con las nuevas y exigentes regulaciones ambientales [2-4]. Al utilizar GNV en lugar de Diesel se reducen las emisiones de hidrocarburos aromáticos policíclicos(Carcinogenicpolycyclicaromatichydrocarbons –PAHs-), formal de hídos, material particulado (MP), óxido de nitrógeno [2, 3, 5-7]y la actividad genotóxica [6]. La combustión del GNV produce menos emisiones sólidas (MP) debido a la menor cantidad de impurezas disueltas en el combustible [7]. Por otro lado se reporta un incremento de los hidrocarburos sin quemar (HC) y el monóxido de carbono (CO), junto con un aumento en el consumo específico de combustible al freno (bsfc) [5, 7]. La eficiencia de los motores también se ve afectada a medias y bajas RPM [5, 7], lo cual se puede contrarrestar usando recirculación de los gases de escape (EGR) [8] y precalentamiento de los gases de admisión [8-9]. De acuerdo con estudios teóricos y prácticos, para mejorar el funcionamiento del motor cuando utiliza combustible dual se debe emplear combustión de carga estratificada en lugarde carga homogénea [8,10, 11].

Teniendo en cuenta lo anterior, algunos de los problemas asociados al uso de sistemas de alimentación dual diesel-gas natural están relacionados con la dosificación del gas en el múltiple de admisión. Por esta razón en este trabajo se adaptó un sistema de alimentación de gas natural por inyección electrónica, en el múltiple de admisión de un motor encendido por compresión. El objetivo primordial es observar el comportamiento del desempeño y las emisiones del motor bajo diferentes condiciones operativas cuando el dosado del gas es controlado. Es así como en este artículo se presenta inicialmente el sistema de alimentación y el motor y sus equipos asociados. Posteriormente se muestra el diseño del experimento y los resultados de su implementación. Se finaliza el artículo con las conclusiones más relevantes de este estudio.

SISTEMA UTILIZADO

El equipo que se monta sobre el motor de combustión interna encendido por compresión tiene un sistema de dosificación de gas natural cuyas señales de control son la presión en múltiple de admisión y velocidad de giro del motor. El sistema está instalado como un equipo accesorio, que no requiere modificación de la configuración original del motor, únicamente la instalación de equipos adicionales que permitan hacer la dosificación de Gas Natural. Se utiliza el gobernador de velocidad original del motor para reducir y controlar la cantidad de combustible Diesel inyectado al motor. Debido a que uno de los principales objetivos es lograr un diseño sencillo y versátil, no se modifica el tiempo de la inyección de combustible Diesel. Este es controlado por el gobernador de velocidad que trae originalmente el motor. De manera esquemática, el sistema construido se muestra en la figura 1.

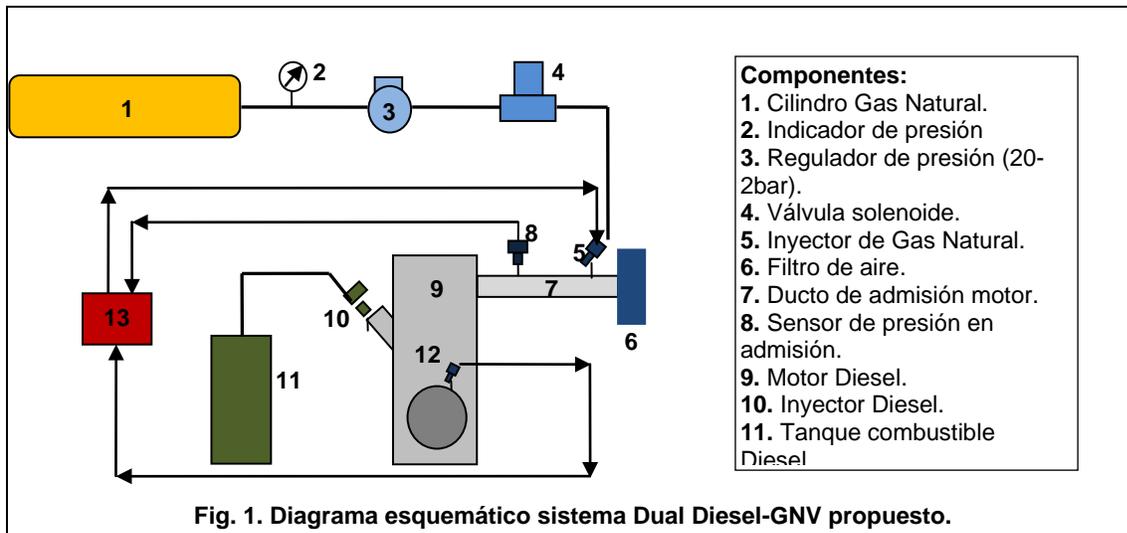


Fig. 1. Diagrama esquemático sistema Dual Diesel-GNV propuesto.

En la tabla 2, se describen las especificaciones del motor de pruebas que fue adquirido.

Característica	Valor	Unidad	Característica	Valor	Unidad
Diámetro Cilindro	86	[mm]	Potencia (Continua)	5.1/3600	[kW/rpm]
Carrera Pistón	70	[mm]	Potencia (Máxima)	5.5/3600	[kW/rpm]
Desplazamiento motor	406	[cm ³]	Presión de Inyección	19.58	[MPa]
Relación de Compresión	20:1	-			

Fuente: Especificaciones del fabricante

En la tabla 3 y tabla 4, se describen las propiedades de los combustibles Diesel y Gas Natural utilizados durante la fase experimental.

Característica	Valor	Unidad
Tipo	Combustible Diesel con 5% Biodiesel	-
Índice de Cetano	48	-
Densidad	0,855	g/mL
Viscosidad Cinemática @ 40°C	2,929	mm ² /s
Poder calorífico inferior (LHV)	45,11	MJ/kg.

Fuentes: FedePalma – BioresourceTechnology.

Especificación	Valor	Unidad
Metano	82,3	[%] molar
Etano	10,3	[%] molar
Propano	3,27	[%] molar
i-Butano	0,46	[%] molar
n-Butano	0,46	[%] molar
i-Pentano	0,07	[%] molar
n-Pentano	0,04	[%] molar
Hexano	0,02	[%] molar
Nitrógeno	0,68	[%] molar
CO ₂	2,31	[%] molar
Gravedad específica	0,678	
Poder Calorífico (LHV)	1132,3	BTU/ft ³

Fuente: Gas Natural E.S.P

El inyector adquirido y sus respectivas especificaciones técnicas se listan en la tabla 5.

La tabla 6, describe la instrumentación instalada en el motor de pruebas, al igual que la instrumentación auxiliar utilizada para la medición de diversos parámetros de operación del motor.

Característica	Valor	Unidades
Marca	Quantum Technologies Inc.	
Modelo	Peak&HoldInjector PQ2-3200	
Presión de operación (Mínima)	103.42	kPa
Presión de operación (Máxima)	551.58	kPa
Tasa de flujo		
Gas Natural	2.0 @ 43.5	gr/seg @ psig

Fuente: Especificaciones del fabricante

PARÁMETRO MEDIDO	EQUIPO
PRESIÓN EN CÁMARA DE COMBUSTIÓN	Sensor de presión piezoeléctrico PCB <i>Piezotronics</i> , Modelo:112B10, 3 kpsi.
Punto muerto superior	Sensor de proximidad magnético <i>AECO</i> Modelo: SMC-12, 5VDC.
Presión en ducto de admisión	Sensor piezoeléctrico <i>Omega INC</i> , Modelo: PX-309, 0-15 psia.
Posición cigüeñal	Encoder digital <i>STEGMANN</i> , Modelo: HD20-S01, 500ppr.
Control sistema de alimentación GNV	ECU Digital <i>Haltech</i> , Modelo: E6X. 0-16000 rpm. Motores de 1,2,3,4,5,6,8,10 y 12 cilindros.
Flujo másico Gas Natural	Sensor de flujo másico <i>AlicatScientific</i> , Modelo: 50SLPM, 0 – 50 LPM
Flujo másico Diesel (Gravimetría)	Balanza electrónica <i>BBG</i> , Modelo KD-TAC-15M 0,5-15000gr.
Flujo aire de admisión	Termoanemómetro de hilo caliente. <i>Extech</i> , Modelo: 407123, 0.2-20 m/s.
Humedad relativa	Higrómetro digital JT-303, 10-99%, $\pm 1\%$.
Emisiones gaseosas	Analizador de gases <i>MotorScan</i> , Modelo TotalGas-8060. Medición en base volumétrica de gas seco, CO, CO ₂ , HC, O ₂ , NO.

DISEÑO EXPERIMENTAL

Se realizó un diseño experimental considerando diferentes niveles para las variables controlables: tipo de combustible, dosificación de GNV, velocidad de giro del motor y carga. Las variables no controlables fueron: flujo de aire, presión en cámara de combustión, flujo de diesel y emisiones. Todas las pruebas fueron realizadas en la ciudad de Bogotá, ubicada a 2650 msnm. Inicialmente se efectúan pruebas de línea base con la configuración original del motor con 100% Diesel, a máxima velocidad de giro del motor (3600 rpm). De estas pruebas se obtienen diferentes valores de presión media efectiva al freno (bmep) en cuatro niveles (ver tabla 7), los cuales se replicarán al realizar las pruebas con combustible dual variando la dosificación del gas natural. Se escoge trabajar con dos niveles diferentes de gas natural (Dual 1 y Dual 2), donde en el último se inyecta más gas natural que en el Dual 1. Se realizan tres repeticiones de cada prueba

Debido a que los valores de T1 y T2 que puede tomar la dosificación de gas natural son infinitos, se realiza una optimización computacional de este flujo [12], incluyendo la restricción que el motor funcionando en configuración dual, alcance los mismos valores de carga y se aproxime a las emisiones obtenidas con 100% diesel. Este procedimiento se explicará detalladamente en otro artículo. Desde este proceso se obtienen entonces los valores de flujo de gas natural para cada una de las configuraciones y cargas consideradas. Estos flujos se trasladan a valores de tiempo de inyección utilizando las instrucciones entregadas por el fabricante del inyector. En la figura 2, se muestran los valores de tiempo de inyección obtenidos como función de la presión media efecto va al freno (bmep).

Tabla 7. Diseño experimental.				
Variable	Niveles			
Modo de operación	Diesel	Dual 1	Dual 2	
Dosificación GNV [g/s]	0	T1	T2	
Velocidad de giro [rpm]	3600 ±5% rpm			
Carga [kPa]	Baja	Media	Alta	Máxima

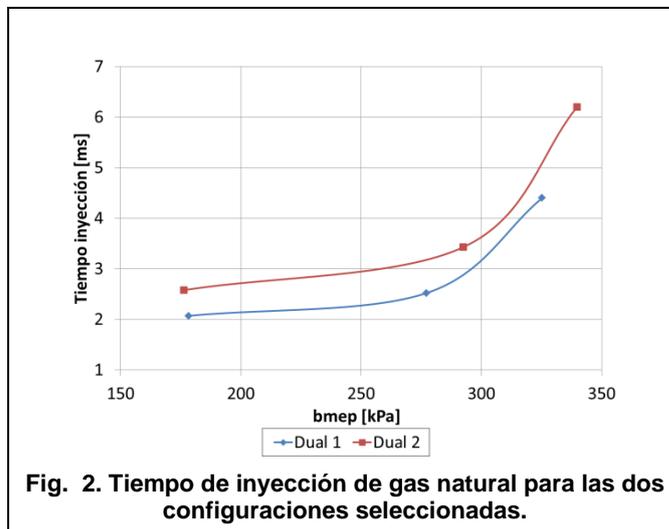


Fig. 2. Tiempo de inyección de gas natural para las dos configuraciones seleccionadas.

Las principales fuentes de incertidumbre de los equipos de medición descritos son inexactitud y resolución finita. Siguiendo el procedimiento de cálculo descrito en [13-14], se obtienen las siguientes incertidumbres expandidas, por equipo, dando un intervalo de confianza de 95%.

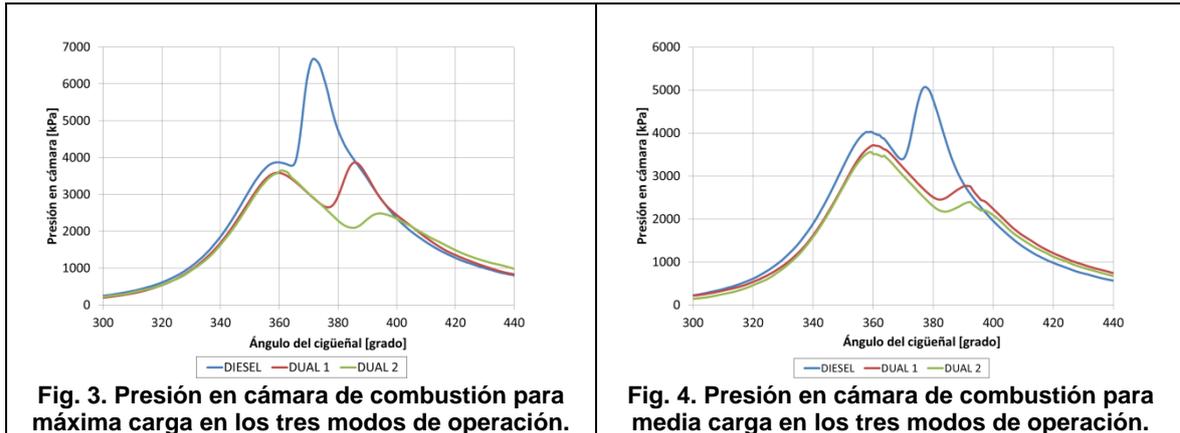
- Sensor de presión PCB : ±0.0092 bar.
- Balanza: ±0.29 g.
- Sensor flujo aire: ±0.001 m/s.
- Sensor flujo gas: ±0.02l/min.
- Termocupla: ±0.0033 C.
- Analizador de gas O₂: ±0.007 %.
- Analizador de gas CO₂: ±2.88E-5 %.
- Analizador de gas CO: ±14.44 ppm
- Analizador de gas NO_x: ±2.89 ppm
- Analizador HC: ±0.29 ppm

Cómo se puede observar, los valores de incertidumbre de los instrumentos se encuentran dentro de intervalos que se ubican entre el margen de confianza de los resultados (95%).

RESULTADOS

Los resultados se van a presentar comparando el funcionamiento entre los tres modos de operación bajo condiciones similares de presión media efectiva al freno (bmep).

Desempeño: Se inicia con el análisis de la presión en cámara de combustión vea las figuras 3 y 4. Se observa un retraso en el inicio de la combustión tanto para el caso de carga máxima como carga media. Este comportamiento se replica en las otras cargas consideradas. El inicio de la combustión se calcula siguiendo el procedimiento en [15]. De acuerdo con esto, para carga máxima se tienen valores de 365.04° - 370.06° , 378° - 382.32° y 385.2° - 383.76° con las configuraciones diésel, dual 1 y dual 2 en máxima y media carga, respectivamente.



Este retraso en el inicio de la combustión se atribuye principalmente a la demora asociada con la ignición del metano y el etano, principales componentes del gas natural [16]. Además de esto, se observa que la presión en la cámara de combustión siempre es mayor para el modo de operación con Diesel. Sin embargo la b_{mep} es la misma para los tres modos de operación. La razón para que las configuraciones de alimentación con gas natural puedan sostener la misma carga cuando inician la combustión más tarde, mientras la presión en la cámara de combustión es menor radica en que la tasa de liberación neta de calor es prácticamente la misma para los tres modos (fig. 5 y fig. 6). El valor neto de calor liberado en un ciclo es 0.3% y 3.6% menor a máxima carga para los modos dual 1 y dual 2, respectivamente. Mientras que a media carga esta diferencia es mayor 15.5% y 10.4% para los modos dual 1 y dual 2, respectivamente. Este comportamiento se sustenta en que a medida que se agrega más gas natural la temperatura promedio en la cámara de combustión aumenta (fig. 7 y fig. 8). Este fenómeno se asocia con la demora en el inicio a la combustión, ya que a medida que se tiene mayor concentración de metano y etano los límites de temperatura de autoencendido de la mezcla crecen debido a que los enlaces primarios H-C tienen energías mayores entre 3 y 4 kcal/mol que los enlaces presentes en los hidrocarburos alifáticos más grandes [16]. Como resultado es más difícil realizar la abstracción de hidrógeno desde el metano o el etano, requiriendo altas temperaturas para que esto suceda, elevando de esta forma la temperatura total del proceso de combustión.

La figura 9, presenta los resultados concernientes a la relación de equivalencia, la cual se calculó a partir de la medición de los flujos de aire y combustible que entran al motor, y desde el análisis de las emisiones producto de la combustión. Como es de esperar, el valor calculado desde la medición siempre es mayor que el calculado desde la combustión [17]. Para este último se muestra un desarrollo similar del proceso de combustión para todos los modos de operación como función de la carga, resultado evidente a partir de lo mencionado para la liberación de calor. El comportamiento de la relación de equivalencia cambia cuando se considera este valor calculado desde la medición de flujos. Se observa un enriquecimiento de la mezcla para el caso Diesel a medida que la carga aumenta, disminuyendo un poco su valor hacia media carga. En general para el caso dual siempre se va a mantener un rango de funcionamiento hacia el lado pobre, enriqueciendo la mezcla únicamente a altas cargas. Esta situación es una consecuencia de la mejor dosificación de gas en la admisión, y de la mayor eficiencia volumétrica producida por el gas que entra a baja temperatura al ducto de admisión, después de pasar por la última etapa de

regulación de presión (fig. 10). De esta forma se contrarresta parcialmente el efecto de desplazamiento de aire cuando se inyecta gas natural en la admisión [18].

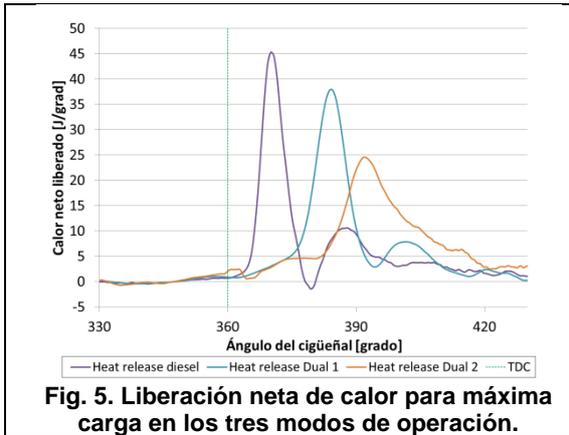


Fig. 5. Liberación neta de calor para máxima carga en los tres modos de operación.

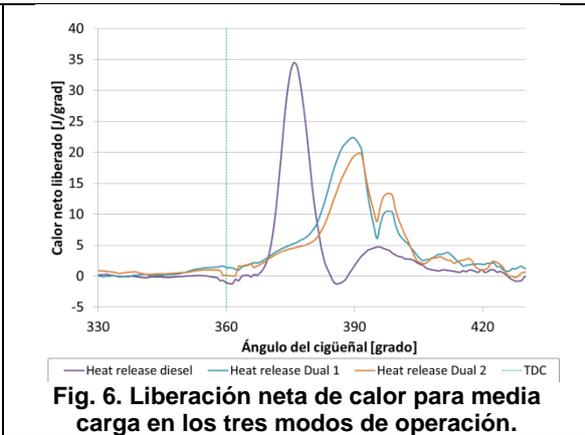


Fig. 6. Liberación neta de calor para media carga en los tres modos de operación.

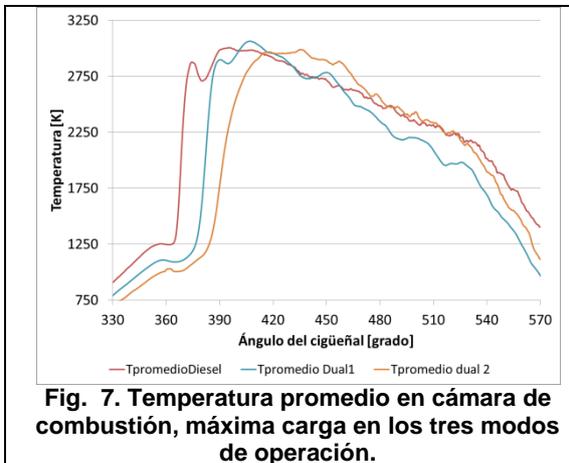


Fig. 7. Temperatura promedio en cámara de combustión, máxima carga en los tres modos de operación.

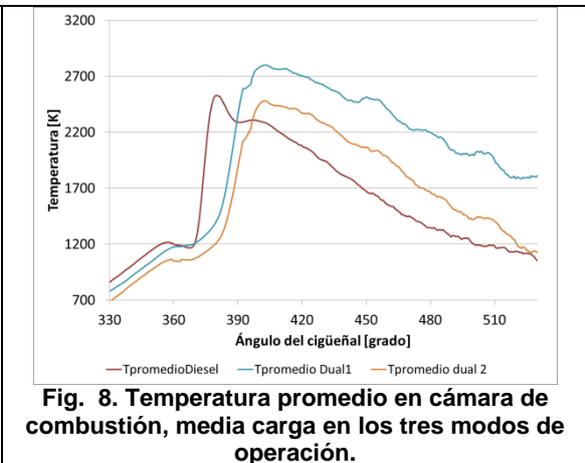


Fig. 8. Temperatura promedio en cámara de combustión, media carga en los tres modos de operación.

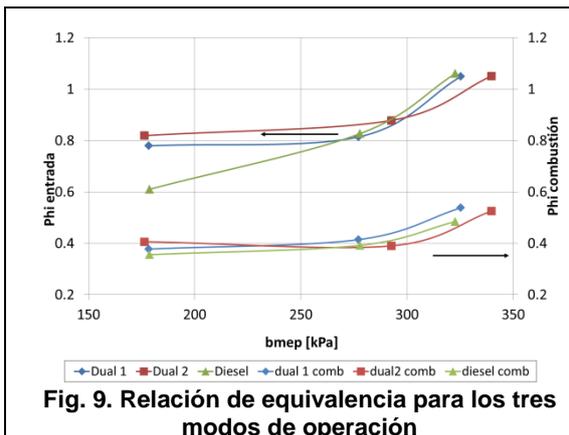


Fig. 9. Relación de equivalencia para los tres modos de operación

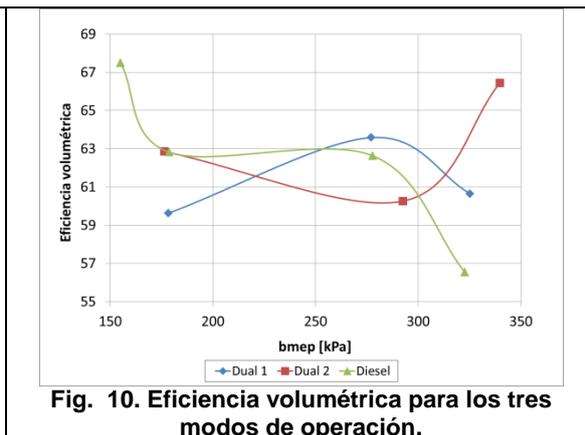


Fig. 10. Eficiencia volumétrica para los tres modos de operación.

La eficiencia térmica, figura 11, presenta un comportamiento coherente con la relación de equivalencia donde para mezclas pobres se obtienen valores altos. En bajas y medias cargas se observa una eficiencia térmica mayor para el modo Diesel, mientras que para altas cargas, después de 250 kPa de bmeP, la eficiencia es mayor para los modos duales de operación, principalmente porque manejan relaciones de equivalencia (a la entrada) más pobres que las del modo Diesel. El valor del consumo específico de combustible al freno (bsfc) también confirma esta tendencia (fig. 12).

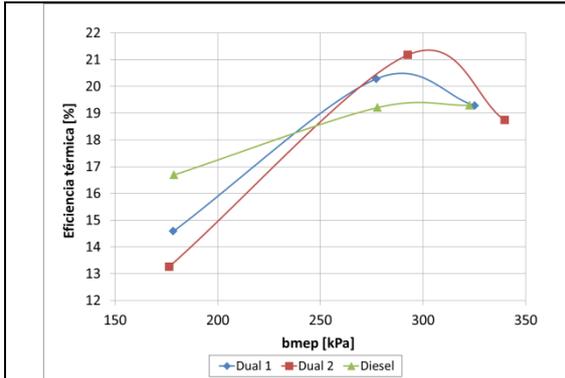


Fig. 11. Eficiencia térmica para los tres modos de operación.

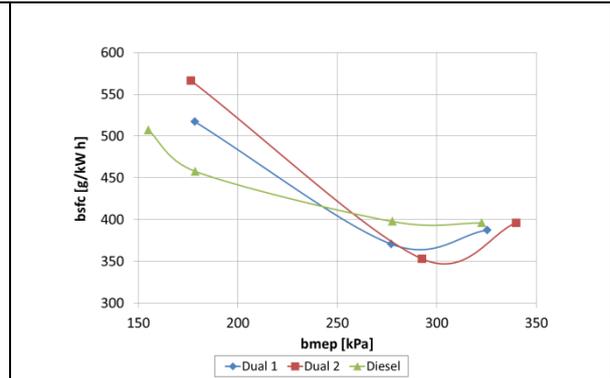


Fig. 12. Consumo específico de combustible al freno (bsfc) para los tres modos de operación.

Un parámetro importante es la sustitución de combustible Diesel por GNV (fig. 13). Esta variable tiene una tendencia clara para los dos modos de operación: A mayores potencias, el porcentaje de sustitución es mayor, llegando hasta un máximo de 68%, con lo cual se está logrando una condición de operación favorable, es decir, altas sustituciones de Diesel por GNV. El mismo comportamiento se observa en el tiempo de inyección (fig. 2).

Emisiones Gaseosas: Las emisiones (fig. 14 a la fig. 18), bajo operación dual se comparan contra el funcionamiento diésel. Como se puede observar desde las emisiones de CO y HC (fig. 14 y fig. 15), el proceso de combustión mejora para altas cargas, como se observó en la eficiencia térmica. En media y baja carga el aumento de estas emisiones es importante, lo que implica una influencia grande de las reacciones de iniciación del gas natural, las cuales no se activan en el tiempo esperado por las condiciones termodinámicas presentes en la cámara de combustión.

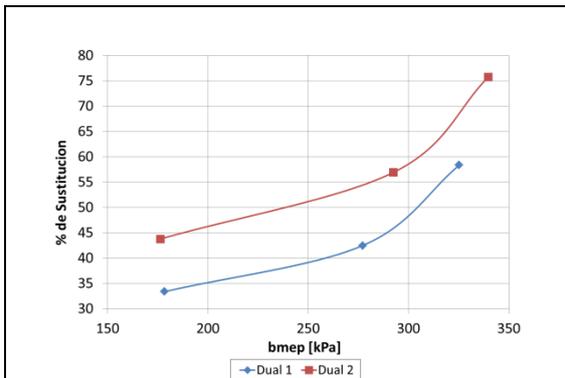


Fig. 13. Porcentaje de sustitución de GNV por diésel.

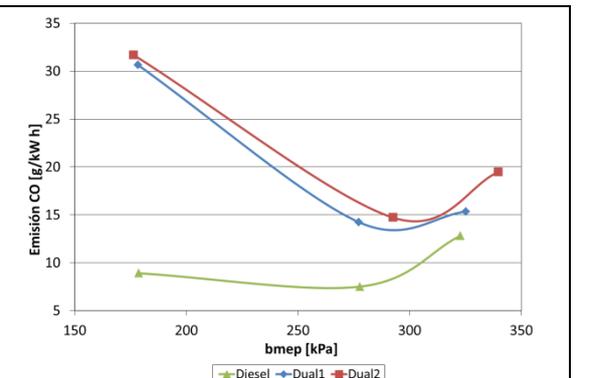


Fig. 14. Emisión de CO para los tres modos de operación.

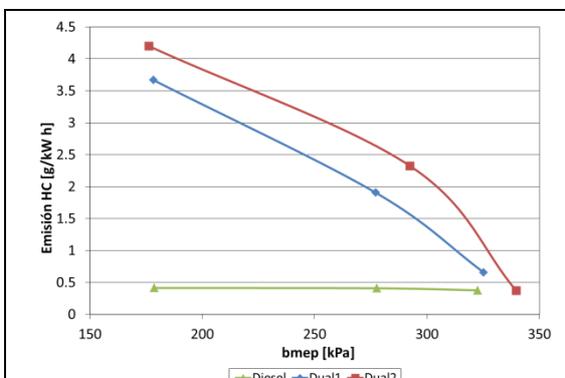


Fig. 15. Emisión HC para los tres modos de operación.

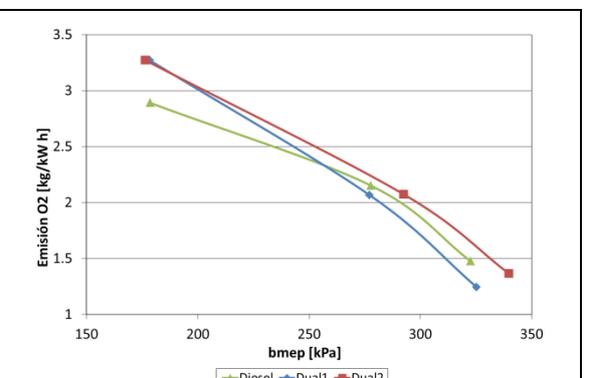


Fig. 16. Emisión O₂ para los tres modos de operación.

Las emisiones de oxígeno (O₂, fig. 16), se ven afectadas directamente por los valores para la relación de equivalencia calculada desde el proceso de combustión, se observa un comportamiento similar al mostrado para esta variable en la figura 9. Adicionalmente, valores altos de O₂ a bajas cargas indican combustión incompleta, tal y como se mencionó anteriormente. La emisión de dióxido de carbono (CO₂, fig.17), presenta una tendencia donde para altas cargas los modos duales emiten menos CO₂ principalmente por la acción de dosificación del gas natural, el cual permite una mejor combustión. La emisión de óxido de nitrógeno (NO, fig. 18), es mayor para los casos duales con respecto al diesel, principalmente por la mayor energía de activación necesaria en las reacciones del gas natural que producen una mayor temperatura media en la cámara de combustión. La diferencia de temperatura entre los dos modos duales se evidencia también en la tendencia mostrada para la temperatura media en la cámara de combustión (fig. 7 y fig. 8).

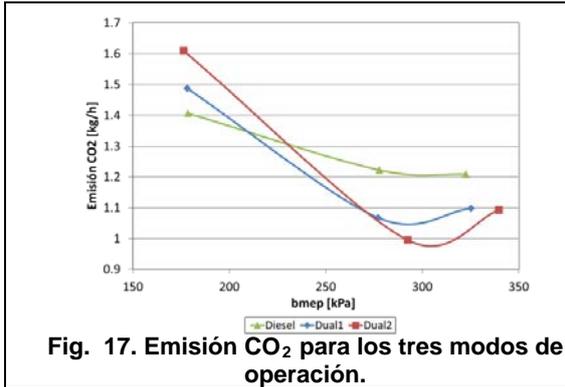


Fig. 17. Emisión CO₂ para los tres modos de operación.

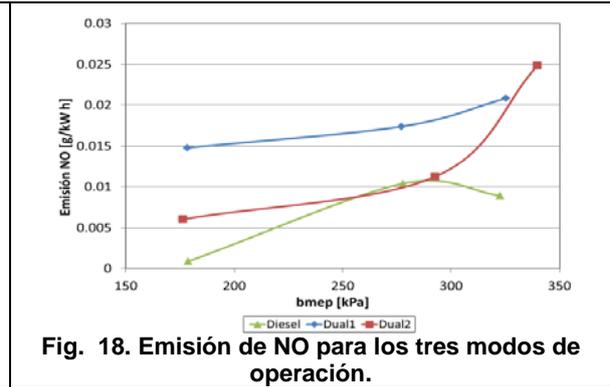


Fig. 18. Emisión de NO para los tres modos de operación.

Para finalizar, se plantea el cálculo de un indicador llamado flujo energético de entrada al motor, el cual es la suma del producto entre la masa y el poder calorífico inferior de cada uno de los combustibles que entran al motor (fig. 19). En general se puede ver un comportamiento en las emisiones afectado principalmente por la cinética de la reacción del gas natural (reacciones de iniciación) y combustión premezclada con inyección piloto, y por la dosificación del mismo. Esto último se observa claramente desde la figura 19, donde el flujo energético es mayor para los modos duales de operación hasta cerca de los 250 kPa de carga, donde se empieza a hacer menor progresivamente mejorando las emisiones de CO y HC, y aumentando las de NO.

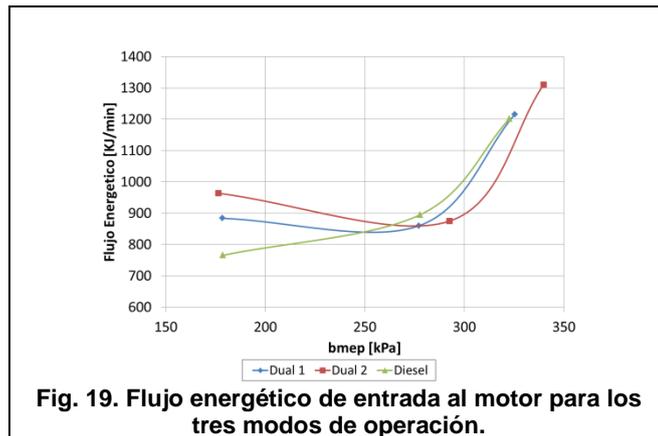


Fig. 19. Flujo energético de entrada al motor para los tres modos de operación.

CONCLUSIONES

El motor de combustión interna encendido por compresión operando en modo dual tiene un desempeño similar al obtenido cuando trabaja con 100% diesel, en términos de carga y velocidad de giro. La curva de presión en cámara de combustión para el caso de operación 100% Diesel es

siempre mayor con respecto a los modos de operación Dual. Dicho comportamiento se debe principalmente al retardo que se presenta en la ignición del GNV en la cámara de combustión, debido a que la temperatura de encendido del Gas Natural es mayor a la del Diesel. Una medida con la cual se podría mitigar este efecto sería modificar el tiempo de inyección del combustible Diesel (adelantarlo), con esto se estaría ampliando el tiempo efectivo que tendría la mezcla de Diesel-GNV para llevar a cabo el proceso de combustión. Esto también contribuye a un desempeño desfavorable en la operación del motor bajo los esquemas Dual Diesel-GNV, en lo que respecta a las emisiones en bajas cargas. En promedio, el porcentaje de sustitución de combustible Diesel por GNV alcanzado durante las pruebas realizadas fue de 55%, registrando un mínimo cercano a 35% y un máximo de 75%. Es de resaltar los buenos resultados en términos de eficiencia térmica y emisiones que presenta el motor a altas cargas. La utilización de optimización computacional para planificar el desarrollo de las pruebas mostró ser una herramienta importante, sin embargo se deben mejorar los modelos utilizados para obtener una mejor aproximación a bajas cargas, que es donde se presentan mayores problemas.

AGRADECIMIENTOS

Los autores desean expresar su agradecimiento al Departamento Administrativo de Ciencia, tecnología e innovación Colciencias por la financiación de este proyecto a través de Jóvenes Investigadores y el proyecto 202010013830 contrato 472 / 2007.

REFERENCIAS

- [1]. CÁMARA ARGENTINA DEL GNC, "Tecnologías básicas de conversión vehicular a gnc". CÁMARA ARGENTINA DEL GNC,[en línea], [consultado: 16 de diciembre de 2012], Disponible en: <http://www.gnc.org.ar/tecnologias-basicas-de-conversion-vehicular-a-gnc.html>.
- [2]. Boretti, A.; *et al.*, "CNG Fueling Strategies for Commercial Vehicles Engines-A Literature Review". En: presented at 8th SAEINDIA International Mobility Conference & Exposition and Commercial Vehicle Engineering Congress 2013 (SIMCOMVEC), Chennai, India: Society of Automotive Engineers SAE, technical paper 2013-01-2812, 2013, Disponible en:<http://dx.doi.org/10.4271/2013-01-2812>.
- [3]. BARROSO, P.; *et al.*, "Performance and Emissions of a HD Diesel Engine Converted for Alternative Fuel Use". En: presented at SAE 2014 International Powertrain, Fuels & Lubricants Meeting, Estados Unidos: Society of Automotive Engineers SAE, technical paper 2014-01-2685, 2014, Disponible en: <http://dx.doi.org/10.4271/2014-01-2685>.
- [4]. MAHLA, S.K.; *et al.*, "Effect of EGR on Performance and Emission Characteristics of Natural Gas Fueled Diesel Engine". *Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering*, 2010, vol.4, n.4, p. 523-530, Disponible en: http://jjmie.hu.edu.jo/files/v4n4/JJMIE-41-09_Revised%2812%29/JJMIE-41-09_modified.pdf, ISSN 1995-6665.
- [5]. PAPAGIANNAKIS, R.G.; HOUNTALAS, D.T., "Combustion and Exhaust Emission characteristics of a dual fuel compression ignition engine operated with pilot Diesel fuel and natural gas". *Energy Conversion and Management*, 2004, vol.45, n.18-19, p. 2971-2987, Disponible en: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2004.01.013>, ISSN 0196-8904.
- [6]. TURRIO-BALDASSARRI, L.; *et al.*, "Evaluation of emission toxicity of urban bus engines: Compressed natural gas and comparison with liquid fuels". *Science of The Total Environment*, 2006, vol.355, n.1-3, p. 64-77, Disponible en:<http://dx.doi.org/10.1016/j.scitotenv.2005.02.037>, ISSN 0048-9697.
- [7]. PAPAGIANNAKIS, R.G.; *et al.*, "Theoretical study of the effects of pilot fuel quantity and its injection timing on the performance and emissions of a dual fuel diesel engine". *Energy Conversion and Management*, 2007, vol.48, n.11, p. 2951-2961, Disponible en: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2007.07.003>, ISSN 0196-8904.
- [8]. AGARWAL, D.; *et al.*, "Effect of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on performance, emissions, deposits and durability of a constant speed compression ignition engine".

- Applied Energy*, 2011, vol.88, n.8, p. 2900-2907, Disponible en: <http://www.researchgate.net/directory/publications>, ISSN 0306-2619.
- [9]. PAPAGIANNAKIS, R.G.; *et al.*, "Theoretical study of the effects of engine parameters on performance and emissions of a pilot ignited natural gas diesel engine". *Energy*, 2010, vol.35, n.2, p. 1129-1138, Disponible en: <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2009.06.006>, ISSN 0360-5442.
- [10]. CARLUCCI, A.P.; *et al.*, "Combustion and emissions control in diesel-methane dual fuel engines: The effects of methane supply method combined with variable in-cylinder charge bulk motion". *Energy Conversion and Management*, 2011, vol.52, n.8-9, p. 3004-3017, Disponible en: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2011.04.012>, ISSN 0196-8904.
- [11]. SCHLATTER, S.; *et al.*, "Comparative Study of Ignition Systems for Lean Burn Gas Engines in an Optically Accessible Rapid Compression Expansion Machine". En: presented at 11th International Conference on Engines & Vehicles, Estados Unidos: Society of Automotive Engineers SAE, technical paper 2013-24-0112, 2013, Disponible en: <http://papers.sae.org/2013-24-0112/>.
- [12]. SHI, Y.; *et al.*, *Computational Optimization of Internal Combustion Engines*. New York: Springer, 2011, p. 125-145, ISBN: 978-0-85729-618-4.
- [13]. SAEZ RUIZ, S.J.; FONT AVILA, L., "Incertidumbre de la medición: teoría y práctica". [en línea], [consultado: 16 de diciembre de 2013], Disponible en: <http://www.lysconsultores.com/Descargar/IMTP.pdf>.
- [14]. Bell, S., "A beginner's guide to uncertainty of measurement". [en línea], [consultado: 16 de Diciembre de 2013], Disponible en: http://www.wmo.int/pages/prog/gcos/documents/gruanmanuals/UK_NPL/mgpg11.pdf.
- [15]. LATA, D.B.; MISRA, A., "Analysis of ignition delay period of a dual fuel diesel engine with hydrogen and LPG as secondary fuels". *International Journal of Hydrogen Energy*, 2011, vol.36, n.5, p. 3746-3756, ISSN 0360-3199.
- [16]. LAW, C., *Combustion Physics*. Cambridge University Press, 2010, p. 84-109, ISBN: 978-0-521-15421-5.
- [17]. MUELLER, M., "General Air Fuel Ratio and EGR Definitions and their Calculation from Emissions". En: presented at SAE 2010 World Congress and Exhibition, Estados Unidos: Society of Automotive Engineers SAE, technical paper 2010-01-1285, 2010.
- [18]. PULKRABEK, W., *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*. Gaoli, 2009, p. 60-62, ISBN: 978-9575847029.

AUTORES

Juan Miguel Mantilla González

Ingeniero Mecánico, PhD, Profesor Asociado Universidad Nacional de Colombia, Bogotá, Colombia, Universidad Nacional de Colombia, Cr30 45-03 edificio 453 of 401, Bogotá, Colombia email: jmmantillag@unal.edu.co

Jorge Roncancio Gomez

Ingeniero Mecánico, MSc, Universidad Nacional de Colombia, Cr30 45-03 edificio 453 of 401, Bogotá, Colombia. email: jorgearoncancio@gmail.com

Carlos Humberto Galeano Urueña

Ingeniero Mecánico, MSc, Profesor Asociado Universidad Nacional de Colombia, Bogotá, Colombia, Universidad Nacional de Colombia, Cr30 45-03 edificio 453 of 401, Bogotá, Colombia. email: chgaleanou@unal.edu.co