

Mechanical and environmental performance evaluation of a Spark Ignition Engine with high compression ratio fueled with Biogas, Methane and Hydrogen blends

Evaluación del comportamiento mecánico y ambiental de un motor diésel modo encendido provocado con biogás enriquecido con CH₄ e hidrógeno

A. J. Cardona-Vargas  ; J. S. Jaramillo-Álvarez  ; A. A. Amell-Arrieta 

Abstract— Use of renewable fuels from sources other than fossils takes on importance as energy sources, such as biogas. Exclusive engines of biogas have a high economic cost, and little commercial availability for low powers. In this study, we used a compression ignition engine work as spark ignition. Mechanical and environmental performance of a stationary 1550 cm³, 20 kW@3000 rpm nominal power, 15.5:1 compression ratio, diesel engine converted to spark ignition is analyzed. The engine is coupled to a resistance bank simulating engine load by power generation. The engine was fixed at 1800 rpm at 4 kW, which corresponds to 57% of the engine load at a 0.852 bar atmospheric pressure in the Medellín city. The engine was fueled with methane (CH₄) and carbon dioxide (CO₂) mixtures in order to simulate at common biogas composition (60% CH₄ - 40% CO₂), and enriched biogas (70% CH₄ - 30% CO₂ y 80% CH₄ - 20% CO₂). Hydrogen was added in small amounts (0%, 5%, 10% and 15% on volumetric basis). The addition of hydrogen enhances the combustion rates, extends the flammability limits, and contributes to the reduction greenhouse gases like CO₂ and pollutants such as CO and unburned hydrocarbons. However, hydrogen increases NO and NO₂ emissions. It was found that the addition of 15% hydrogen improves the combustion properties when using a lean fuel mixture, relative equivalence ratio of 0.822 for pure biogas, while for biogas-hydrogen mixtures no significant improvements in the mechanical and environmental behavior of the engine were found.

Index Terms—Biogas; High Compression Ratio; Hydrogen; Natural Gas; Pollutants Emissions, Spark Ignition.

Resumen— El uso de combustibles renovables provenientes de fuentes distintas a las fósiles toma importancia como alternativa a fuentes energéticas, en este caso el biogás. Sin embargo, motores exclusivos de uso de biogás tienen un alto costo económico, y poca disponibilidad comercial para bajas potencias, lo que hace difícil el aprovechamiento de dicho combustible sin la presencia del combustible diésel. Por lo que en este trabajo un motor de encendido por compresión se modifica a modo encendido provocado, sin cambiar la relación de compresión con el fin de lograr eficiencias efectivas altas. En este trabajo se analiza el comportamiento mecánico y ambiental de un motor estacionario diésel de 1550 cm³, con una potencia nominal de 20 kW@3000 rpm, con una relación de compresión de 15.5:1, adaptado a encendido provocado. Para el desarrollo de las pruebas planteadas en este trabajo se tiene las siguientes condiciones, el motor gira a 1800 rpm a 4 kW que corresponde al 57% de la carga del motor, a una presión atmosférica de 0.852 bar que corresponde a la ciudad de Medellín, trabajando con mezclas de metano (CH₄) y dióxido de carbono (CO₂) con el objetivo de simular la composición de un biogás común (60% CH₄ - 40% CO₂), y de biogás enriquecido (70% CH₄ - 30% CO₂ y 80% CH₄ - 20% CO₂), donde cada una de las mezclas fueron enriquecidas con adiciones de hidrógeno en porcentajes de 0%, 5%, 10% y 15% en volumen, la adición de hidrógeno presenta ventajas en la combustión ya que extiende los límites de inflamabilidad del biogás, además contribuye a la disminución de gases de efecto invernadero como el CO₂, y de contaminantes como CO e hidrocarburos sin quemar, sin embargo la adición de hidrógeno aumenta las emisiones de NO_x. Se encontró que la adición de 15% de hidrógeno mejora significativamente las propiedades de combustión cuando se hace uso de una mezcla combustible pobre, equivalente a un dosado relativo de 0.822, para el caso del biogás puro, mientras que para las mezclas de biogás con hidrógeno no se encontraron mejoras significativas en el comportamiento mecánico y ambiental del motor.

This manuscript was sent on August 9, 2019 and accepted on March 11, 2020

This work was supported by the Sustainability Program of the University of Antioquia 2018-2019, the Research Group GASURE, and CODI program 2012-2013, IP: 71603452.

A. J. Cardona-Vargas is with Grupo de Investigación de Materiales Avanzados y Energía, Instituto Tecnológico Metropolitano de Medellín (ITM), Calle 73 # 76A - 354, Vía al Volador, Medellín, Colombia (e-mail: arleycardona5670@correo.itm.edu.co).

J. S. Jaramillo-Álvarez is with Universidad Cooperativa de Colombia (UCC), Calle 50 # 41-70, Medellín, Colombia (e-mail: jonathan.jaramilloal@campusucc.edu.co).

A. A. Amell-Arrieta is with Grupo de Ciencia y Tecnología del Gas y Uso Racional de la Energía (GASURE), Universidad de Antioquia (UdeA), Calle 67 # 53-108, Medellín, Colombia (e-mail: andres.amell@udea.edu.co).

Palabras claves— Alta Relación de Compresión; Biogás; Emisiones contaminantes; Encendido por Chispa; Gas Natural; Hidrógeno.



I. INTRODUCCIÓN

LOS combustibles renovables que provienen de fuentes distintas a las fósiles toman cada vez más importancia como fuentes alternativas de energía, entre estos el biogás, el cual se produce a partir de la descomposición anaerobia de la materia orgánica como los residuos agrícolas, residuos urbanos, estiércol de ganado, entre otros. Dicho combustible posee un bajo poder calorífico debido a su composición de aproximadamente dos tercios de metano y el resto de su composición de dióxido de carbono, fuera de esto presenta bajas velocidades de deflagración y presencia de azufre en su composición lo que lo hace que tenga un poco aprovechamiento energético [1], [2].

Los motores exclusivos de uso de biogás tienen un alto costo económico y poca disponibilidad para bajas potencias, lo que hace difícil el aprovechamiento de dicho combustible sin la presencia del combustible diésel trabajando en modo dual. En este caso se opta por la adición de gas natural (100% CH₄ en su composición) e hidrógeno para mejorar las propiedades de ignición del biogás. Respecto al gas natural, el cual se utiliza para enriquecer el biogás, se tiene que es un combustible de fácil obtención y en cuanto a su utilización en motores de combustión interna tiene características de alta resistencia al knock, característica que no se ve afectada en gran medida a causa de la adición de hidrógeno [1], [2].

El alto contenido de dióxido de carbono en la composición del biogás conlleva a que tenga altas temperaturas de autoignición reduciendo la posibilidad de que se presente el fenómeno de knocking o combustión anormal, esto es una ventaja al ser usado en motores de combustión interna que funcionan con altas relaciones de compresión, sin embargo el alto porcentaje de gases inertes en la composición del biogás lo hace poco atractivo por sus características de combustión, y por esto se hacen adiciones en pequeñas cantidades de hidrógeno que son bastante atractivas, debido a que incrementan los rangos de inflamabilidad y aumenta la velocidad de deflagración de la llama dentro de los cilindros, sin afectar significativamente propiedades como la resistencia a la autoignición [1], [2].

Al usar el hidrógeno como combustible en forma generalizada se plantean diferentes retos, los cuales deben ser estudiados, relacionados principalmente con la producción, transporte y almacenamiento, y costo del mismo, de ahí que su uso estará determinado por su economía, ya que como combustible en motores de combustión ofrece bastantes ventajas en cuando a la reducción de emisiones de gases contaminantes que terminan contribuyendo a la disminución del calentamiento global que sufre en estos momentos el planeta [3]–[6].

En el presente trabajo se pretende evaluar el comportamiento mecánico y ambiental de un motor diésel convertido a modo encendido provocado para ser usado con combustibles 100% gaseosos, tanto de origen fósil como de origen renovable, con diferentes mezclas de cada uno de estos, con el fin de aprovechar la alta relación de compresión y aumentar la eficiencia para los combustibles estudiados, reportando valores de presión en cámara, eficiencia efectivas e indicadas,

y emisiones contaminantes, estableciendo puntos de comparación del uso de biogás y diferentes porcentajes de adición de metano (CH₄) e hidrógeno (H₂) al biogás.

II. ESTADO DEL ARTE

E. Porpatham y otros [1] trabajaron aproximadamente a 6 msnm equivalentes a 1.014 bar de presión atmosférica en un motor convertido a modo encendido provocado, usando biogás con mezclas de hidrógeno hasta un 15% de porcentaje en volumen, motor cuatro tiempos monocilíndrico de 661.5 cm³ refrigerado por aire y con una relación de compresión de 13:1, con una potencia de 4.4 kW a 1500 rpm. En sus resultados argumentan que la adición de hidrógeno al biogás permite trabajar con mezclas más pobres debido a la inflamabilidad del hidrógeno, usando solo biogás era posible trabajar con un dosado relativo mínimo de 0.66, mientras que con adiciones de 5%, 10%, y 15% de hidrógeno en volumen, el límite disminuyó hasta 0.63, 0.56 y 0.51, respectivamente. En mezclas pobres, la adición del 15% de hidrógeno parece ser la más conveniente, pues en porcentajes más altos se presenta el fenómeno de knock intenso a medida que la mezcla se vuelve más rica, cabe decir que para dosados ricos hay una leve caída en la potencia de salida y en la eficiencia al freno, debido al tiempo de retraso del salto de la chispa que debe hacerse para prevenir el fenómeno de knock, esto principalmente para las mezclas con 15% de contenido de hidrógeno, sin embargo la eficiencia al freno siempre tuvo aumentos cuando se usaron porcentajes de hidrógeno hasta un 10%. En regiones donde el knock no ocurre, la adición de hidrógeno, que conlleva a velocidad de llama más rápidas resulta en una mejor eficiencia, la máxima eficiencia con una adición del 15% de hidrógeno es de 24.7% con un dosado de 0.73, mientras que con este mismo dosado para el biogás fue del 22%, por otra parte, la máxima eficiencia para una adición del 10% de hidrógeno fue de 26.4% con un dosado del 0.97, mientras que para el biogás con este mismo dosado fue de 25.2%. Con respecto a las emisiones, argumentan que a medida que se incrementa la cantidad de hidrógeno disminuyen los hidrocarburos sin quemar para todos los dosados relativos, con una adición de 15% de hidrógeno y un dosado de 0.67 se generan 2120 ppm contra 6370 ppm trabajando solo con biogás, por otro lado, para una adición del 10% de hidrógeno y un dosado de 0.95 las emisiones son de 660 ppm contra 1530 ppm trabajando solo con biogás, respecto a las emisiones de NO_x, la adición de hidrógeno no resulta en un significativo aumento en niveles de emisión. A medida que aumenta la proporción de hidrógeno, las emisiones de CO₂ disminuyen debido a la disminución de este compuesto y de hidrocarburos a la entrada del cilindro. Respecto a las curvas de presión encontraron que los picos máximos disminuyen a medida que incrementa el porcentaje de hidrógeno en la mezcla, argumentan que es debido al retardo en el tiempo de ignición. En conclusión, los autores recomiendan que la adición del 10% de hidrógeno parece ser la más deseable para aumentar el rendimiento y reducir las emisiones contaminantes, y que un buen control en el tiempo de ignición podría llevar a mejoras en el rendimiento con altos niveles de hidrógeno.

Jian Xu y otros [7] trabajaron aproximadamente a 43 msnm equivalentes a 1.007 bar de presión atmosférica en un motor diésel con inyección de combustible modificado a trabajar como un motor CNG (Compressed natural gas), motor monocilíndrico de cuatro tiempos con relación de compresión de 10.2:1, potencia máxima de 10.3 kW a 2000 rpm, usando como combustible mezclas de gas natural con hidrógeno hasta un 25% en volumen. Respecto a la curva de presión en el cilindro dicen que con una adición de hidrógeno del 25% al gas natural puro, la presión máxima aumenta en promedio un 11% y 22% cuando los dosados relativos son de 0.833 y 0.556 respectivamente, por otro lado, la liberación de calor incrementa a medida que aumenta la cantidad de hidrógeno en el combustible, fenómeno que se hace más obvio cuando la relación aire-combustible es menor. Respecto a las emisiones, muestran que la adición de hidrógeno puede llevar a emisiones más altas de NO_x , y a la reducción de emisiones de hidrocarburos sin quemar, además, se ve una leve reducción en las emisiones de CO y CO_2 . En conclusión, los autores evidencian que adicionando más del 20% de hidrógeno en volumen al gas natural, trabajar con mezclas pobres y optimizar el tiempo de ignición puede llevar a disminuciones significativas en las emisiones de NO_x , manteniendo la eficiencia térmica entre 31.5% y 35% aproximadamente.

Karim y otros [8] trabajaron aproximadamente a 1049 msnm equivalentes a 0.893 bar de presión atmosférica en un motor de encendido provocado a 900 rpm, encontraron que la concentración de hidrógeno en la mezcla con metano incrementa la potencia del motor y reduce las variaciones cíclicas, indicando que el incremento en la velocidad de llama conlleva a una producción más eficiente de potencia, especialmente para mezclas pobres, sin embargo, cuando las cantidades de hidrógeno adicionadas son relativamente altas, la disminución inminente de la densidad energética de la mezcla combustible afecta la potencia del motor adversamente. También mencionan que, la adición de hidrógeno al metano requiere reducir el tiempo de avance a la chispa, además, el incremento en la adición de hidrógeno en la mezcla combustible mejora la eficiencia térmica indicada, especialmente en mezclas pobres, y con tiempos de retraso de la chispa relativamente altos. La presencia de hidrógeno en el metano incrementa significativamente los picos de presión promedio en el cilindro, también el máximo valor de estos tiende a cambiar hacia las mezclas más ricas con contenidos mayores de hidrógeno, sin embargo, tiempos de avance de chispa muy grandes no producen las máximas presiones especialmente en dosados cercanos al estequiométrico. Respecto a las emisiones contaminantes argumentan que el CO, CH_4 y el CO_2 para un mismo dosado relativo decrecen sostenidamente, pero no proporcionalmente con la presencia de hidrógeno en el metano, mientras que las emisiones de NO_x tienden a incrementar un poco. También, la temperatura de los gases de escape disminuye con el incremento de hidrógeno. También se encontró que, aunque la temperatura del “gas final”, es decir, la mezcla combustible que no se ha quemado después del salto de chispa, tienen un nivel de temperatura mayor cuando se opera con hidrógeno, las reacciones de preignición no son mucho más altas que con metano puro durante las mismas condiciones, por lo que la tendencia al

Knock no aumenta sustancialmente. En conclusión, las características de rendimiento del motor pueden ser mejoradas significativamente con la presencia de algo de hidrógeno, mejoras en la potencia y en las emisiones pueden ser obtenidas incluso cuando se tiene una operación con mezclas pobres, además, la excelente resistencia del metano al Knock no se ve afectada significativamente por la presencia de pequeñas cantidades de hidrógeno.

Jeong y otros [9] trabajaron aproximadamente a 75 msnm lo que equivale a 1,004 bar de presión atmosférica en un motor de 2300 cm^3 turbocargado, 4 cilindros, 4 tiempos con una potencia máxima de 22 kW a 1200 rpm, y con una relación de compresión de 13:1, motor originalmente para trabajo con GLP pero convertido a modo de encendido provocado utilizado para la generación de potencia eléctrica. Encontraron que para una carga de 10 kW el pico máximo de eficiencia se da con una tasa de aireación de 1.2, además, dicha eficiencia de generación bajo las mismas condiciones aumenta con la adición de hidrógeno a la mezcla, esto se debe a que la baja propagación de llama del biogás se ve mejorada con la adición de hidrógeno, pues, el trabajo en el pistón a causa del combustible es maximizado cuando la combustión se da en un corto espacio de tiempo. Por otra parte, la presión máxima disminuyó cuando se aumentó a 0.833 el dosado relativo, esto debido a que la combustión se vuelve relativamente lenta a causa de la mezcla pobre. Además, la adición de hidrógeno eleva la presión en el cilindro y permite al motor trabajar con dosados relativos mayores a 0.714. Respecto a las emisiones de CO, fueron muy altas y aproximadamente de 10% en un dosado relativo de 1, esto debido a la combustión incompleta, sin embargo debido a la adición de hidrógeno disminuyen, argumentan que esto se debe a que la cantidad de metano en el biogás disminuye a causa del aumento en el contenido de hidrógeno, cabe decir que para otras tasas de aireación no hay una disminución significativa en las emisiones a medida que incrementa la adición de hidrógeno. También argumentan que con una adición de hidrógeno del 15% se podía llegar a una tasa de aireación de 2, mientras que con biogás solo hasta 1.4, lo que muestra que tan efectivo es el hidrógeno para alargar los límites de combustión. Las emisiones de NO_x fueron máximas para un dosado relativo de 1.2, y aumentan a medida que la cantidad de hidrógeno en la mezcla aumenta para cualquier dosado relativo, esto es debido a las altas presiones y por ende, altas temperaturas que se presentan en el cilindro a medida que la cantidad de hidrógeno aumenta.

Changwei Ji, y otros [10] trabajaron aproximadamente a 43.5 msnm lo que equivale a 1.007 bar de presión atmosférica en un motor a gasolina de 4 cilindros, funcionando a 800 rpm y a 50% de la carga del motor, simulando el comportamiento de un vehículo en la ciudad. Es un motor modificado para trabajar con adiciones de hidrógeno de 3%, 5% y 8% las cuales se introducen por medio de inyectores electrónicos instalados en el colector de admisión, por otro lado, los dosados relativos usados durante el experimento fueron, usando 1, 0.556, 0.6 y 0.7. Se encontró que para un dosado relativo determinado, el torque y la eficiencia al freno aumentan debido a que la adición de hidrógeno mejora la difusión, promoviendo la formación homogénea de la mezcla

aire-gasolina-hidrógeno. Por el lado de análisis de combustión se hicieron perfiles del periodo de desarrollo de llama y del periodo de propagación de la misma, encontrando que para una adición de hidrógeno constante el tiempo de desarrollo y propagación aumenta a medida que aumenta la tasa de aireación, esto debido a la reducida temperatura en el cilindro y a la baja energía en el combustible, por otro lado, para una tasa de aireación específica el periodo de desarrollo y propagación disminuye a medida que el porcentaje de hidrógeno aumenta, especialmente para mezclas pobres, esto debido a la baja energía de ignición necesaria para que se dé la combustión y al aumento en los límites de inflamabilidad en la misma. Respecto a las emisiones de hidrocarburos, disminuyen con el aumento de porcentaje de hidrógeno en el combustible para cualquier tasa de aireación, debido a la mejora en el proceso de combustión, además, las emisiones de CO disminuyen a medida que incrementa la cantidad de hidrógeno debido a la disminución del flujo de gasolina a la entrada del cilindro.

Antonio Mariani y otros [11] trabajaron aproximadamente a 37 msnm lo que equivale a 1.010 bar de presión atmosférica en un motor de automóvil Fiat Panda 1.2NP de encendido provocado de 1242 cm³, 38 kW a 5000 rpm con una relación de compresión de 9.8:1 usando como combustible gas natural con mezclas de hidrógeno de 15% y 30% en volumen, usando el mismo tiempo de ignición para todas las mezclas. Argumentan en su trabajo que las emisiones de CO₂ disminuyeron entre un 3% y 6% para la mezcla con 15% de hidrógeno, y entre un 13% y 16% para la mezcla con 30% de hidrógeno, esto con respecto a emisiones con gas natural. La tasa de liberación de calor se incrementa con la adición de hidrógeno a la mezcla combustible, alcanzando valores más altos que los alcanzados con gas natural, por otro lado, la duración de la combustión disminuye en un 16% para un 15% de hidrógeno y 21% para 30% de hidrógeno, esta duración de la combustión fue calculada entre el 10% y 90% de la liberación de calor a 2.5 bar y a 2400 rpm.

Gómez y Amell [12] trabajaron aproximadamente a 1538 msnm lo que equivale a 0.852 bar de presión atmosférica en un motor diésel convertido a modo encendido provocado, operando con biogás enriquecido con metano y conservando la relación de compresión original de 15.5:1. De la evaluación del desempeño mecánico, teniendo presente las mejores condiciones de funcionamiento del motor, se establece 7 kW como la potencia máxima de operación del motor en modo encendido provocado, teniendo una disminución del 17.64% de potencia efectiva luego de la conversión del motor diésel que lograba 8.5 kW. La presencia del CO₂ en el biogás disminuye la posibilidad de ocurrencia del knocking, ya que aumenta el número de metano equivalente y aumenta la temperatura de autoignición, permitiendo relaciones de compresión más altas con respecto a los motores convencionales para gasolina y gas natural, de esta manera se puede compensar la disminución de la densidad de energía por la presencia del CO₂, ya que a medida que la relación de compresión aumenta la eficiencia de combustión lo hace también. Se encontró que las emisiones de CO aumentan con el incremento de la carga y con el enriquecimiento del biogás

con metano. Esto debido a que tanto para las cargas más altas y el mayor enriquecimiento, las temperaturas de los gases en el cilindro son mayores, ya que las pérdidas de calor son menores y a que el combustible tiene un poder calorífico mayor, para cada caso, lo que promueve una mayor disociación del CO₂ en CO con el aumento de la temperatura.

III. MONTAJE EXPERIMENTAL

A. Características del motor

Un motor de encendido por compresión (CI) Lister Petter TR2 fue convertido a encendido provocado (SI) para ser utilizado con combustibles 100% gaseosos. El motor tiene una alta relación de compresión (CR) para lograr altas eficiencias de generación. El motor está conectado a un generador eléctrico asíncrono, que está conectado a una red de resistencias eléctricas para simular la carga eléctrica. El rendimiento del motor se puede evaluar a diferentes niveles de carga. Las condiciones atmosféricas a las que se realizaron los experimentos fueron 0.852 bar y 24 °C.

Para medir el flujo de combustible, tres rotámetros de área variable fueron utilizados para medir el flujo volumétrico de gas natural, dióxido de carbono e hidrógeno. Los rotámetros ABB tienen una capacidad máxima de 110 litros estándar por minuto, con una presión de suministro promedio de 2000 mbar. La resolución mínima es aproximadamente del 1%. El flujo de masa total de combustible fue medido con un medidor de Coriolis Piezo-Métrico. La medición del flujo de aire se realizó usando una placa orificio calibrada. La medición instantánea de la presión en el cilindro se realizó utilizando un sensor de presión piezoeléctrico (tipo Kistler 6125C) con una resolución mínima de aproximadamente 0.1%, para medir la presión en el cilindro dinámica y cuasiestática. La presión de admisión se midió a través de un sensor de presión absoluta piezoresistivo (Kistler 4005A) ubicado en el puerto de entrada, con una resolución mínima de aproximadamente 0.05%, similar a [13], [14].

En el motor se trabajó con una carga de 4 kW a 1800 rpm, a una relación de compresión de 15.5:1 y un dosado relativo de 0.822 ± 0.057 , fue modificado para trabajar por encendido provocado, con diferentes composiciones de gases. Las características del motor diésel antes de la conversión se muestran en la TABLA I.

TABLA I
CARACTERÍSTICAS DEL MOTOR DIÉSEL

Designación comercial	Lister Petter TR2, DI, 4 tiempos
Tipo de inyección	Inyección Directa (DI)
Operación original/Actual	Motor diésel (MEC)
Operación actual	Motor a gas (MEP)
Número de cilindros	2
Aspiración	Natural
Refrigeración	Por aire
Cilindrada	1550 c.c.
Diámetro por carrera (mm)	98 x 101
Relación de compresión	15,5:1
Potencia nominal	20 kW @ 3000 rpm
Par nominal	76 Nm @ 1800 rpm

Apertura válvula admisión	36° BTDC
Cierre válvula escape	32° BTDC

B. Montaje experimental

En la Fig. 1 se muestra el montaje experimental del motor y los componentes usados para la obtención de los datos, este consta de tres cilindros que contienen los gases los cuales serán mezclados regulándose mediante rotámetros y medidores de presión para garantizar la composición volumétrica deseada, la mezcla del gas combustible y del aire, el cual pasa por un filtro y una placa orificio para medir su masa, se lleva a cabo mediante un mezclador Venturi regulado por una válvula mariposa, para luego entrar a la cámara de combustión dentro del motor, en la cual mediante un sensor piezoeléctrico tipo 6125C marca Kistler se miden las curvas de presión, curvas que en combinación con la señal del encoder marca Kistler 2614B4 instalado en el cigüeñal con una resolución de 0.1 grados. La información del ángulo de giro del cigüeñal y la señal de presión en cámara es recogida por una tarjeta de adquisición de datos marca National Instruments la cual recoge datos a una tasa de 250 kHz con una resolución de 16 bits. El tratamiento y visualización de los datos se hace por medio de un programa desarrollado en el software LabView (Versión 2011) [15]. El motor siempre

permanece a un régimen de 1800 rpm a una carga de 4 kW equivalente a 57% de la carga total del motor, dicha carga es generada por un banco de resistencias acopladas al generador del motor, por otro lado para determinar la composición de los productos de combustión como CO, CO₂, CH₄ y O₂ se utiliza un analizador de gases SICK MAIHAK S710, este equipo utiliza el principio infrarrojo no dispersivo para CO₂, CH₄ y CO y paramagnético para O₂ y para los productos como NO_x (NO y NO₂) se utiliza un analizador de gases THERMO SCIENTIFIC MODEL 42i – HL, cuyo principio de medición es por medio de quimioluminiscencia, la precisión de los equipos está dada para cada gas y se define como sigue: CO₂ 0.01% volumen, CH₄ 0.1% volumen, CO 1 ppm, O₂ 0.1% volumen, NO 0.001 ppm y para el NO₂ 0.001 ppm, en ambos analizadores se analizan las cantidades de las diferentes especies químicas producidas durante el funcionamiento normal del motor para los diferentes modos de ensayo, la composición de los gases de escape se da en base seca, debido a la previa separación del vapor de agua en la unidad de acondicionamiento.

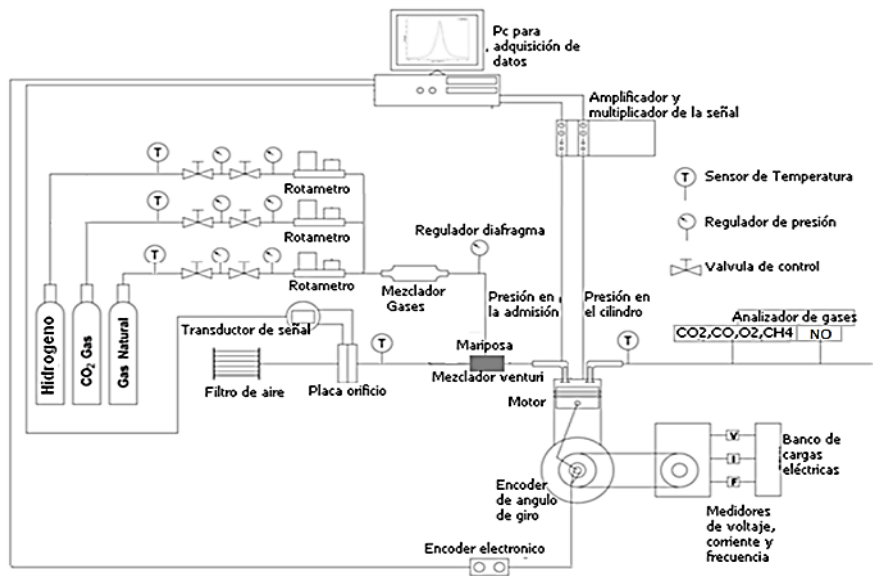


Fig. 1. Montaje experimental.

Para realizar las pruebas en el motor y determinar los puntos de ensayo se seleccionan las siguientes mezclas y porcentajes teniendo en cuenta enriquecimientos de metano de 0 a 50% en el biogás y de hidrógeno de 0 a 15%, ver TABLA II. Para tener claras las mezclas se hace una designación de estas las cuales se denotan por B0-0 (donde la B significa biogás, el primer dígito representa el porcentaje de enriquecimiento de metano en la mezcla y el segundo dígito representa el enriquecimiento de hidrógeno en la mezcla), así por ejemplo la designación B50-15 es un biogás enriquecido con 50% metano y 15% hidrógeno.

TABLA II
DESIGNACIÓN DE LAS MEZCLAS COMBUSTIBLES UTILIZADAS

Factores	Niveles (% en volumen)			Designación	Poder calorífico inferior (MJ/m ³ _{st})
	CH ₄	CO ₂	H ₂		
Composición del gas	60	40	0	B0-0	20.37
Biogás_H ₂	57	38	5	B0-5	19.86
	54	36	10	B0-10	19.35
	51	34	15	B0-15	18.84
Biogás_25CH ₄ _H ₂	70	30	0	B25-0	23.76

	67	28	5	B25-5	23.26
	64	26	10	B25-10	22.75
	61	24	15	B25-15	22.24
	80	20	0	B50-0	27.16
	77	18	5	B50-5	26.65
Biogás_50CH ₄ _H ₂	74	16	10	B50-10	26.14
	71	14	15	B50-15	25.63

Para lograr una combustión adecuada y asegurar que esta se dé en el momento adecuado antes de que el pistón llegue al punto muerto superior en el ciclo de compresión, se debe disminuir el ángulo de avance de chispa a medida que aumenta la cantidad de hidrógeno en el combustible, esto se debe a que dicho combustible alarga los límites de inflamabilidad, aumenta la velocidad de deflagración turbulenta, y disminuye el tiempo de ignición de la mezcla combustible, estos cambios en el avance se realizaron de acuerdo a las recomendaciones en los trabajos realizados en [1], [12].

C. Parámetros efectivos e indicados

Para establecer el punto óptimo de funcionamiento de un motor se cuenta con una serie de parámetros de desempeño que caracterizan el motor de combustión interna alternativo, dentro de los parámetros más generales en el motor se cuenta con la eficiencia térmica y mecánica, potencia, consumo de combustible y presión media, estos parámetros se miden en un banco de ensayos donde se encuentra ubicado el motor.

Rendimiento indicado

Relaciona la energía transmitida al pistón con respecto a la que se le suministra por medio del combustible, esta relación se presenta en la ecuación 1.

$$\eta_i = \frac{N_i}{\dot{m}_f * PCI} \quad (1)$$

En donde,

N_i = Potencia indicada [W].

\dot{m}_f = Flujo másico de combustible [kg/s].

PCI = Poder calorífico inferior del combustible [MJ/kg].

Consumo específico de combustible

En la ecuación 2 se presenta la cantidad de combustible que consume el motor para producir una unidad de energía (generalmente representada como g/kWh).

$$gef = \frac{\dot{m}_f}{N_e} \quad (2)$$

En donde,

\dot{m}_f = Flujo másico de combustible [kg/s].

N_e = Potencia eléctrica en bornes del generador eléctrico [W].

Eficiencia efectiva

En la ecuación 3, se presenta el cálculo de la eficiencia efectiva del motor, esta relaciona la energía producida por la máquina con respecto a la que se le suministra.

$$\eta_e = \frac{N_e}{\dot{m}_f * PCI} \quad (3)$$

En donde,

N_e = Potencia eléctrica en bornes del generador eléctrico [W].

\dot{m}_f = Flujo másico de combustible [kg/s].

PCI = Poder calorífico inferior del combustible [MJ/kg].

Rendimiento Volumétrico

Relaciona la cantidad de aire admitido en el motor, respecto a la cantidad que a condiciones locales cabe en el cilindro. Esta relación es como se presenta en la ecuación 4.

$$\eta_v = \frac{2(\dot{m}_a + \dot{m}_f)}{\rho_{a,f} * V * n} * 100 \quad (4)$$

En donde,

\dot{m}_a = Flujo másico de aire admitido por el motor [kg/s].

\dot{m}_f = Flujo másico de combustible [kg/s].

$\rho_{a,f}$ = Densidad de la mezcla aire más combustible [kg/m³].

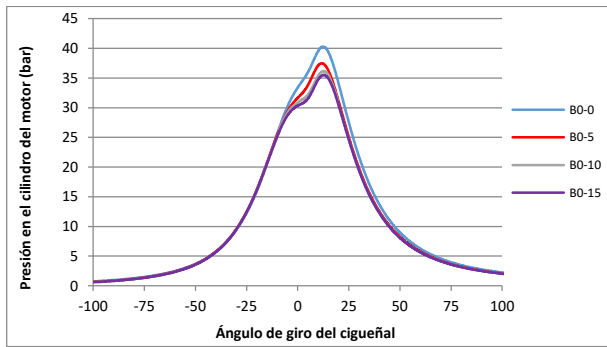
V = Cilindrada del motor [m³].

n = Régimen de giro del motor [rpm].

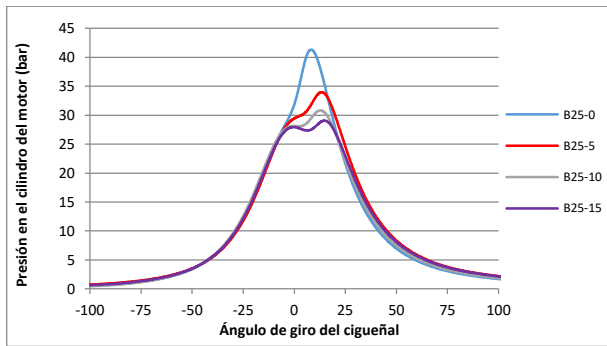
IV. RESULTADOS Y DISCUSIONES

A continuación, se presentan los resultados del presente estudio, donde se reportan datos de parámetros efectivos e indicados del motor, así como los datos para las emisiones de los productos de combustión.

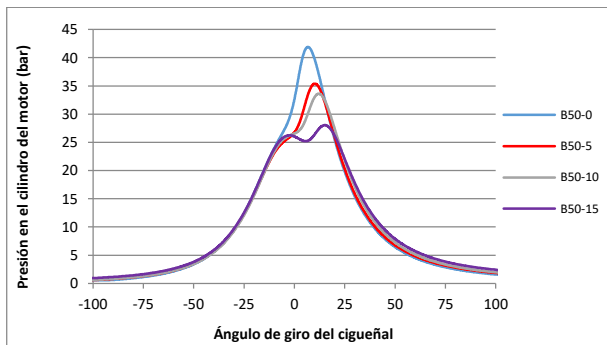
La presión dentro del cilindro contra el ángulo del cigüeñal para cada una de las mezclas biogás-metano utilizadas se puede ver en la Fig. 2, para todas las mezclas se observa que incrementos en el contenido de hidrógeno llevan a caídas en los picos máximos de presión, para la mezcla biogás B0 (Fig. 2a), se presenta una caída en la presión pico de aproximadamente 10% para una adición de 15% de hidrógeno, y para cualquier adición de hidrógeno las curvas de presión presentan un comportamiento típico, sin embargo las mezclas B25 y B50 (Fig. 2 b y Fig. 2c) tienen una disminución en la presión pico de aproximadamente 29% y 32% respectivamente, además, para ambas mezclas una adición en el 15% generan una deformación en la curva de presión, este comportamiento se debe a la disminución del poder calorífico inferior (Ver TABLA II) para cualquier mezcla a medida que se aumenta el contenido de hidrógeno, además, el hecho de retardar los tiempos de chispa para controlar el fenómeno de Knock a medida que aumenta el porcentaje de hidrógeno también conlleva a caídas en los picos de presión.



a.



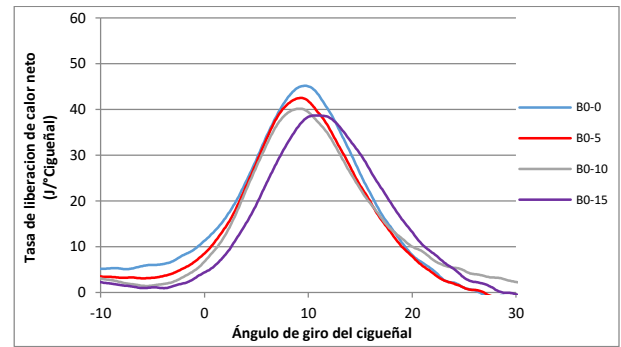
b.



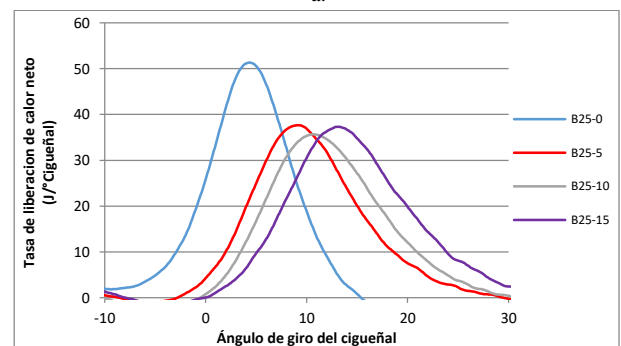
c.

Fig. 2. Presión en el cilindro contra ángulo del cigüeñal para mezclas de biogás (a. B0), (b. B25) y (c. B50).

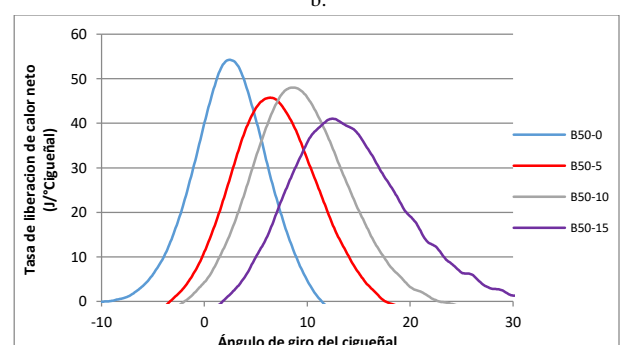
La tasa de liberación de calor para cada una de las mezclas biogás-metano utilizadas se muestra en la Fig. 3, B0 (a), B25 (b), y B50 (c), un aumento en el porcentaje de hidrógeno en la mezcla conlleva a la disminución los picos de liberación de calor, esto como consecuencia de las caídas en los picos de presión a causa de la disminución del poder calorífico y la necesidad de retrasar el tiempo de ignición en las mezclas combustibles a medida que aumenta el contenido de hidrógeno en estas.



a.



b.



c.

Fig. 3. Tasa de liberación de calor contra ángulo del cigüeñal para mezclas de biogás (a. B0), (b. B25) y (c. B50).

La Fig. 4 muestra la tasa de liberación de calor contra el ángulo del cigüeñal para las tres mezclas biogás-metano con una adición del 15% de hidrógeno, aunque el poder calorífico sea mucho mayor para las mezclas más ricas en metano, la tasa de liberación en el ciclo de combustión es aproximadamente la misma, este comportamiento se presenta por la necesidad de retrasar el avance a la chispa para prevenir el fenómeno de knock en el motor, a medida que se aumenta la cantidad de hidrógeno en la mezcla combustible.

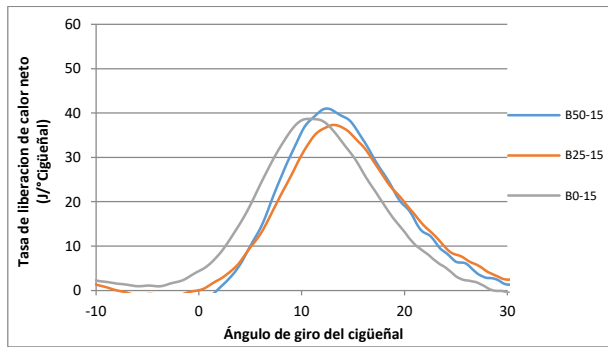


Fig. 4. Tasa de liberación de calor contra ángulo del cigüeñal para las mezclas biogás con adición de 15% de hidrógeno.

La disminución en la eficiencia efectiva de los picos de presión máximos y de la tasa de liberación de calor para las mezclas con alto contenido de metano (B25, B50), en un principio parecía que posiblemente a altas temperaturas locales dentro del cilindro se presentaba la disociación del CO_2 , lo cual llevaría a que dicho compuesto absorbería los radicales OH encargados de disociar el CH_4 , y por ende llevaría a una disminución en los parámetros efectivos e indicados del motor, sin embargo, una simulación de la reacción de disociación $\text{CO}_2 \rightleftharpoons \text{XCO}_2 + \text{YCO} + \text{ZO}_2$ llevada a cabo en el software CHEMKIN® con la subrutina EQUIL [16], muestra que a presiones de 35 bares y 26 bares y a una temperatura de 1000 K, presiones y temperaturas promedio en la cámara de combustión del motor para diferentes mezclas, la posibilidad de disociación del CO_2 en CO es prácticamente nula, pues, las fracciones molares del CO y del O_2 son mínimas (Fig. 5), además, el cálculo de la constante de equilibrio (K_p) para dicha reacción es de $1.2 \cdot 10^{-11}$ y de $1.03 \cdot 10^{-11}$ para presiones de 26 bares y 35 bares, respectivamente, y se supone que, en general, una reacción con un $K_p < 0.001$, no se presenta [17].

MIXTURE:	INITIAL STATE:	EQUILIBRIUM STATE:
P (atm)	2.5660E+01	2.5660E+01
T (K)	1.0000E+03	1.0000E+03
V (cm ³ /gm)	7.2663E+01	7.2658E+01
H (erg/gm)	-8.1825E+10	-8.1825E+10
U (erg/gm)	-8.3715E+10	-8.3714E+10
S (erg/gm-K)	5.5057E+07	5.5058E+07
W (gm/mol)	4.4010E+01	4.4010E+01
Mol Fractions		
O ₂	0.0000E+00	3.3023E-08
CO	0.0000E+00	6.6045E-08
CO ₂	1.0000E+00	1.0000E+00

MIXTURE:	INITIAL STATE:	EQUILIBRIUM STATE:
P (atm)	3.4542E+01	3.4542E+01
T (K)	1.0000E+03	1.0000E+03
V (cm ³ /gm)	5.3978E+01	5.3975E+01
H (erg/gm)	-8.1825E+10	-8.1825E+10
U (erg/gm)	-8.3715E+10	-8.3714E+10
S (erg/gm-K)	5.4496E+07	5.4496E+07
W (gm/mol)	4.4010E+01	4.4010E+01
Mol Fractions		
O ₂	0.0000E+00	2.9908E-08
CO	0.0000E+00	5.9815E-08
CO ₂	1.0000E+00	1.0000E+00

Total CPUtime: 1 second or less

Fig. 5. Resultados obtenidos en la simulación del software CHEMKIN® con la subrutina EQUIL [18].

También se estimó la posibilidad de que la adición de hidrógeno en mezclas con alto contenido de metano llevaba a la disminución de la velocidad de deflagración laminar, y por ende, a la disminución de la velocidad de deflagración

turbulenta dentro del cilindro, por lo que un mayor tiempo de residencia de los gases dentro de este conllevarían a una mayor pérdida de calor por la camisa del cilindro, y así la disminución en los parámetros efectivos del motor para mezclas ricas en metano con adición de hidrógeno, sin embargo, una simulación de la velocidad de deflagración laminar realizada en el software CHEMKIN® con la subrutina PREMIX [16], a una presión de 26 bares para la mezcla B25, y 35 bares para la mezcla B50, muestra que para un porcentaje de hidrógeno dado, la mezcla con mayor contenido de metano tiene mayor velocidad de deflagración, además, para una mezcla dada, un aumento en el porcentaje de hidrógeno lleva a un aumento en la velocidad de deflagración (Fig.).

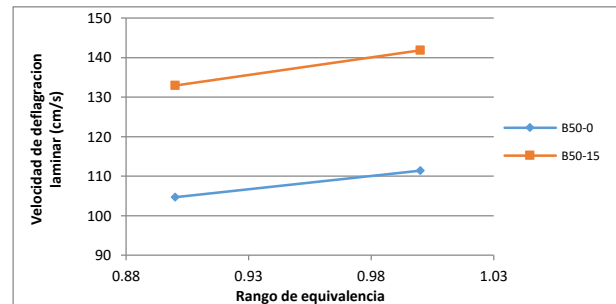


Fig. 6. Resultados obtenidos en simulación del software CHEMKIN® con la subrutina PREMIX.

La variación de la eficiencia efectiva contra el porcentaje de adición de hidrógeno para las diferentes mezclas de biogás-metano se muestra en la Fig. 7, cuando no se presenta una adición de hidrógeno, los valores de eficiencia efectiva son más altos para las mezclas con mayor contenido de metano, sin embargo, al incrementar la cantidad de hidrógeno en la mezcla se presenta una caída en dicha eficiencia, tal comportamiento se cree que es debido a la necesidad de retraso del tiempo de chispa y a la pérdida de rendimiento volumétrico por la baja densidad del hidrógeno, además de la disminución del poder calorífico en la mezcla, lo que hace que la reactividad de esta disminuya, sin embargo, para las mezclas pobres en contenido de metano (B0), se ve un aumento significativo en la eficiencia efectiva a medida que se aumenta el contenido de hidrógeno, para mezclas tan bajas en cantidad de combustible, el contenido de hidrógeno adicionado mejora en gran medida las características de combustión, velocidades de deflagración y límites de inflamabilidad.

La disminución en la cantidad de dióxido de carbono conlleva a un aumento en la reactividad de la mezcla, así, un biogás con enriquecimiento de metano no justifica una adición de hidrógeno; por otro lado, para un biogás puro, la adición de dicho combustible mejora significativamente sus propiedades de combustión, el rendimiento indicado, el cual difiere de la eficiencia efectiva solo por las pérdidas mecánicas, como se observa en la Fig. 7 al igual que en la eficiencia efectiva, donde se puede ver que para el biogás pobre B0, es en el único que se tiene un aumento significativo en dicho parámetro, después de un aumento del 5% de hidrógeno su eficiencia volumétrica aumenta en gran medida, esto muestra que la adición de hidrógeno es muy efectiva cuando se usa en biogás

puro, mejorando en gran medida las características de combustión, mientras que para las mezclas ricas en contenido de metano, la combinación de la disminución del poder calorífico y la necesidad de retrasar el tiempo de chispa a medida que aumenta el contenido de hidrógeno, no conlleva a una mejora significativa en el rendimiento indicado y efectivo. Como lo reporta Das [19] en su estudio, encontrando que una adición del 15% de hidrógeno extiende considerablemente los límites de inflamación en mezclas pobres, también encontraron que para obtener una mejora considerable en la eficiencia térmica trabajando con mezclas pobres era necesario hacer una adición del 5% al 7% de hidrógeno.

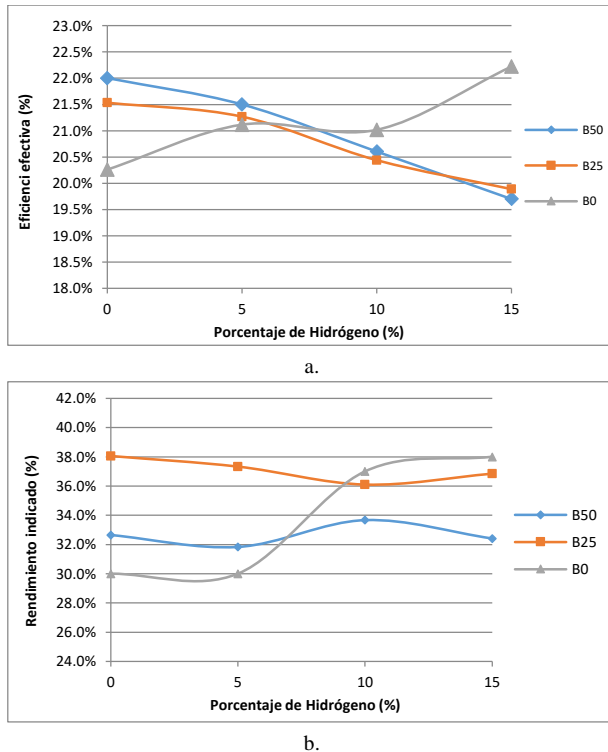


Fig. 7. Eficiencia efectiva y rendimiento indicado vs porcentaje de hidrógeno en cada una de las mezclas de biogás enriquecido con metano (a. Eficiencia efectiva) y (b. Rendimiento indicado).

La variación del consumo específico de combustible contra la adición de hidrógeno para las mezclas biogás-metano se muestran en la Fig. 8, como puede notarse, para cualquier porcentaje de hidrógeno, la mezcla más pobre en combustible tendrá un mayor consumo específico, por otra parte, para cualquier mezcla se presenta una reducción del consumo cuando se adiciona hasta 5% de hidrógeno, sin embargo para las mezclas ricas en metano, B25 y B50, adiciones por encima de este valor aumentan el consumo de combustible, y disminuye drásticamente la eficiencia efectiva, por otro lado, para la mezcla pobre en metano, B0, a mayor adición de hidrógeno, se presenta una disminución en el consumo específico a medida que incrementa en gran medida la eficiencia, se cree que tal comportamiento, al igual que en la eficiencia efectiva, se debe a que las propiedades de combustión no mejoran con la adición de hidrógeno cuando la mezcla es rica en combustible, debido al retraso necesario en la chispa para que no se presente el fenómeno de knock y debido a la pérdida en el rendimiento volumétrico con el

aumento en el porcentaje de adición de hidrógeno, en cambio, mientras que para mezclas pobres esta adición mejora en gran medida las características de combustión.

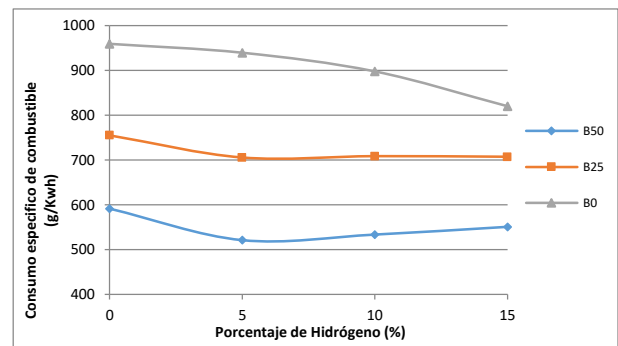


Fig. 8. Consumo específico de combustible vs porcentaje de hidrógeno en cada una de las mezclas de biogás enriquecido con metano.

La variación en la eficiencia volumétrica contra el porcentaje de hidrógeno para las mezclas biogás-metano se muestra en la Fig. 9, como es de esperarse la mayor eficiencia se da para el biogás sin enriquecimiento de metano B0, ya que para alcanzar la potencia de salida requerida el motor tiene que admitir más aire-combustible que con las otras mezclas, esto se logra regulando la apertura de la válvula mariposa, por otra parte, el aumento en el contenido de hidrógeno solo presenta una disminución en la eficiencia volumétrica para la mezcla pobre, esto se debe a que dicha mezcla es la única que mejoró sus características de combustión gracias a la adición de hidrógeno, y por ende, la cantidad de mezcla aire-combustible necesaria para satisfacer una misma carga disminuye, por otro lado para las mezclas de biogás enriquecidas no hay mucha variación en la eficiencia volumétrica.

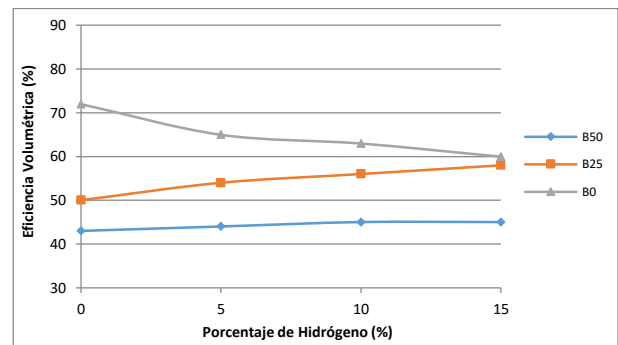


Fig. 9. Eficiencia volumétrica vs porcentaje de hidrógeno en cada una de las mezclas de biogás enriquecido con metano.

La Fig. 10 muestra la duración de la combustión en grados contra el porcentaje de hidrógeno usado para las diferentes mezclas de biogás, puede verse que para la mezcla de biogás pobre en metano, B0, un aumento en la cantidad de hidrógeno conlleva a una disminución en la duración de la combustión, esto gracias a la velocidad de llama laminar que es proporcional a la velocidad de llama turbulenta esto por la mejora en las propiedades de combustión proporcionadas por el hidrógeno en una mezcla pobre, mientras que para las mezclas de biogás ricas en metano, hasta un aumento en el 5% de hidrógeno es favorable, después de ese punto, la duración en la combustión crece significativamente, este

comportamiento es más marcado para la mezcla más rica en metano, B50. Este comportamiento, al igual, se debe a la mejora en las propiedades de combustión para la mezcla pobre a medida que se aumenta la cantidad de hidrógeno, mientras que para las mezclas ricas en metano, no se ve una mejora en dichas propiedades.

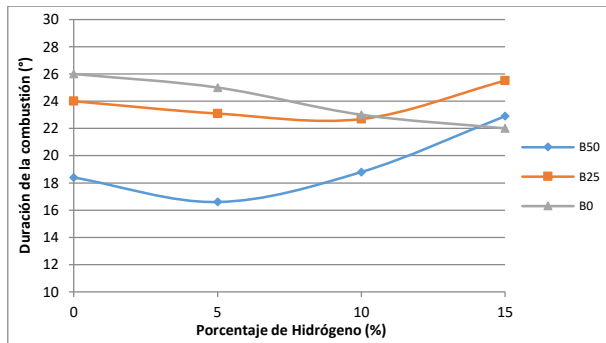
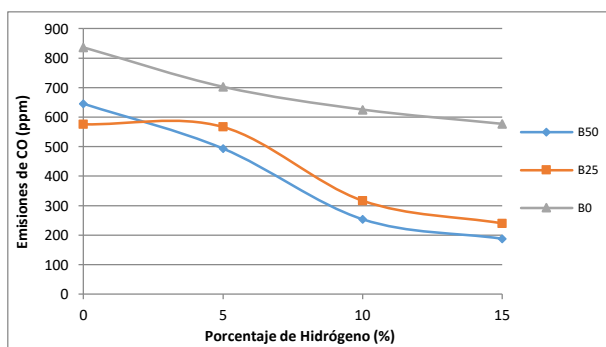
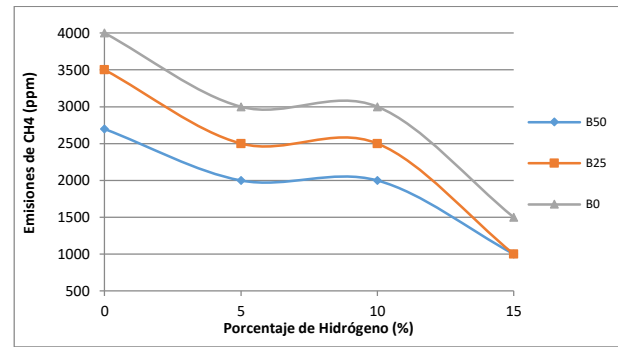


Fig. 10. Duración de la combustión vs porcentaje de hidrógeno en cada una de las mezclas de biogás enriquecido con metano.

Respecto a las emisiones contaminantes en la Fig. 11 se muestran las emisiones de CO (Fig.. a) y de CH₄ (Fig.. b), contra el porcentaje de hidrógeno usado para cada una de las mezclas de biogás, puede verse que a medida que aumenta el porcentaje de hidrógeno en la mezcla combustible, disminuyen ambas emisiones contaminantes, esto es debido a la mejora en las características de combustión, aumento en los límites de inflamabilidad, y aumento en las velocidades de deflagración de llama dentro del cilindro, por otro lado, para cualquier adición de hidrógeno (exceptuando el punto de 0 % hidrógeno para una mezcla B50) las mezclas con mayor contenido de metano presentan menores emisiones CO y CH₄, se cree que dicho comportamiento es debido a que la mezcla es más reactiva, y por ende tiene mejores eficiencias de combustión, estos resultados son acordes a los presentados por E. Porpatham [1] en su trabajo.



a.



b.

Fig. 11. Emisiones vs porcentaje de hidrógeno en cada una de las mezclas de biogás enriquecido con metano (a. CO) y (b. CH₄).

Por otro lado, las emisiones de óxido nítrico (NO) se muestran en la Fig. 12, se puede ver que para cualquier adición de hidrógeno, entre más contenido de metano en la mezcla, mayor generación de estas emisiones contaminantes, por otro lado, para cualquier mezcla, la adición de hidrógeno también aumenta la generación de dichos óxidos, este comportamiento es debido a las altas temperaturas que se presentan dentro de la cámara de combustión, sea por contenido de metano, o de hidrógeno, cabe decir que la tasa de cambio de las emisiones de óxido nítrico es mucho mayor para la mezcla B50, mientras que para la mezcla pobre B0, el aumento es prácticamente insignificante. Como lo reporta Jiajun Zheng [20] las emisiones de NO_x, al freno muestran un incremento y luego un decrecimiento a medida que se aumenta el hidrógeno para varios tiempos de inyección.

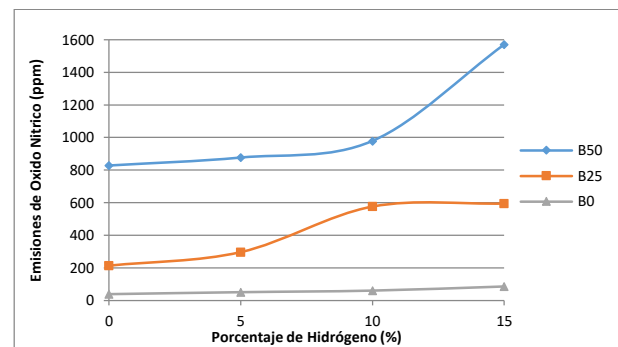


Fig. 12. Emisiones de Óxido nítrico vs porcentaje de hidrógeno en cada una de las mezclas de biogás enriquecido con metano.

En conclusión, la disminución de los parámetros efectivos e indicados del motor cuando aumenta la adición de hidrógeno para mezclas ricas en metano (B25, B50), se debe a la disminución del poder calorífico, y posiblemente, a la falta de optimización del tiempo de chispa para dichas mezclas; se encontró que para una mezcla B50-15, donde los resultados experimentales antes mostrados fueron obtenidos para un avance de chispa de 4° APMS, se presentó inicio de Knock cuando el ángulo se modifica a 9°, así mismo, para 14° se presenta Knock, mientras, que avanzar el ángulo hasta 17° presenta Knock intenso, lo que nos da un rango para una posible optimización de este tiempo de chispa.

V. CONCLUSIONES

Se obtuvo experimentalmente en un motor diésel convertido a encendido provocado los parámetros efectivos e indicados a un 57% de la carga total del motor, con mezclas de biogás enriquecido con metano y/o hidrógeno, con dosados de 0.822 ± 0.057 .

La adición de hidrógeno mejora considerablemente las propiedades de combustión como velocidad de deflagración y límites de inflamabilidad, cuando se tienen mezclas pobres en contenido de combustible, para mezclas de biogás enriquecido con metano estas mejoras no son significativas para los avances de chispa usados en la experimentación.

Los picos de presión dentro del cilindro para cualquier mezcla biogás-metano disminuyen a medida que la cantidad de hidrógeno aumenta, sin embargo, para mezclas en bajo contenido de metano esta disminución no es muy significativa, aproximadamente del 10% para un 15% de adición de hidrógeno, mientras que para esta misma adición en las otras mezclas, B25 y B50, las disminuciones son aproximadamente de 29% y 32%, incluso, para mezclas ricas en metano, la curva presenta deformidades en contenidos de 15% de hidrógeno.

La tasa de liberación de calor dentro del cilindro disminuye a medida que aumenta la adición de hidrógeno al combustible para cualquier mezcla, esto debido a la disminución de los picos de presión, antes mencionados como consecuencia de la disminución del poder calorífico, y de la disminución en los avances de la chispa usados para evitar el fenómeno de knock. Cualquier adición de hidrógeno aumenta la eficiencia efectiva para un biogás puro, mientras que para mezclas de biogás enriquecidas con metano se presenta una súbita caída en dicho parámetro.

La duración en la combustión disminuye para las tres mezclas cuando se usa una adición del 5% de hidrógeno, pero adiciones mayores a este punto generan que la duración de la combustión de las mezclas de biogás ricas en metano, B25 y B50, aumenten, mientras que, para el biogás puro, cualquier adición hasta el 15% de hidrógeno mostro reducción del tiempo de combustión.

Las emisiones de hidrocarburos sin quemar, y de CO, siempre disminuyen a medida que se agrega hidrógeno a la mezcla combustible, por otra parte, las emisiones de óxidos nitrosos (NO) aumentaron considerablemente para mezclas de biogás ricas en metano, mientras que, para un biogás puro, las diferencias a medida que aumenta la adición de hidrógeno son insignificantes.

Cuando se tiene como combustible biogás enriquecido con metano, no es conveniente la adición de hidrógeno pues no mejora las propiedades de combustión dentro del cilindro, en cambio, para un biogás puro, adiciones altas en contenidos de hidrógeno (15%) mejora significativamente el proceso de combustión dentro del motor, para los ángulos de avance de chispa utilizados.

Se obtuvo por medio de simulación en el software CHEMKIN®, con temperaturas y presiones promedio dentro del cilindro, para mezclas B25 y B50, la posibilidad de disociación del CO₂ en CO es prácticamente nula, por otra parte, la adición de metano y/o hidrógeno a cualquiera de estas mezclas aumenta la velocidad de deflagración laminar, y por ende, la velocidad de deflagración turbulenta dentro del cilindro.

AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen,

1. "Programa de sostenibilidad de la Vicerrectoría de Investigación de la Universidad de Antioquia UdeA 2018-2019" por su valiosa contribución económica a este proyecto.
2. "Grupo de Ciencia y Tecnología del Gas y Uso Racional de la Energía" de la Universidad de Antioquia por su apoyo financiero y logístico para el desarrollo de este proyecto.
3. "Universidad de Antioquia - UdeA" a través del programa de sostenibilidad y el programa CODI 2012-2013, IP: 71603452, con el proyecto "Estudio y optimización del desempeño de un motor diésel en modo encendido provocado con mezclas de gas natural y combustibles gaseosos de origen renovable".

REFERENCIAS

- [1] E. Porpatham, A. Ramesh, and B. Nagalingam, "Effect of hydrogen addition on the performance of a biogas fuelled spark ignition engine," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 32, no. 12, pp. 2057-2065, 2007. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2006.09.001.
- [2] S. O. Akansu, Z. Dulger, N. Kahraman, and T. N. Veziroğlu, "Internal combustion engines fueled by natural gas—hydrogen mixtures," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 29, no. 14, pp. 1527-1539, 2004. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2004.01.018.
- [3] S. Dunn, "Hydrogen futures: toward a sustainable energy system," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 27, no. 3, pp. 235-264, 2002. DOI: 10.1016/S0360-3199(01)00131-8.
- [4] M. Momirlan and T. N. Veziroglu, "The properties of hydrogen as fuel tomorrow in sustainable energy system for a cleaner planet," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 30, no. 7, pp. 795-802, 2005. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2004.10.011.
- [5] H. Narváez Pallares, S. Villareal Acosta, J. Duarte Forero, and A. Rincón Montenegro, "Implementación de un banco para pruebas en motor Diésel monocilíndrico con aplicaciones investigativas," *Sci. Tech.*, vol. 22, no. 4, pp. 330-340, 2017. DOI:10.22517/23447214.16111.
- [6] C. A. Romero, "Estudio Teórico Comparativo De Características Termodinámicas Del Desempeño De Un Motor De Combustion Operando Con Gasolina Y Con Gas Natural," *Sci. Tech.*, vol. XV, no. 41, pp. 99-104, 2009.
- [7] J. Xu, X. Zhang, J. Liu, and L. Fan, "Experimental study of a single-cylinder engine fuelled with natural gas-hydrogen mixtures," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 35, no. 7, pp. 2909-2914, 2010. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2009.05.039.
- [8] G. A. Karim, "Hydrogen as a spark ignition engine fuel," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 28, no. 5, pp. 569-577, 2003. DOI: 10.1016/S0360-3199(02)00150-7.
- [9] C. Jeong, T. Kim, K. Lee, S. Song, and K. M. Chun, "Generating efficiency and emissions of a spark-ignition gas engine generator fuelled with biogas-hydrogen blends," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 34, no. 23, pp. 9620-9627, 2009. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2009.09.099.

- [10] C. Ji and S. Wang, "Effect of hydrogen addition on lean burn performance of a spark-ignited gasoline engine at 800 rpm and low loads," *Fuel*, vol. 90, no. 3, pp. 1301–1304, 2011. DOI: 10.1016/j.fuel.2010.11.014.
- [11] A. Mariani, M. V. Prati, A. Unich, and B. Morrone, "Combustion analysis of a spark ignition i. c. engine fuelled alternatively with natural gas and hydrogen-natural gas blends," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 38, no. 3, pp. 1616–1623, 2013. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2012.11.051.
- [12] J. P. G. Montoya and A. A. Arrieta, "Resultados del proyecto: Estudio teórico y experimental de la conversión de un motor diesel a encendido provocado, utilizando como combustible mezclas de biogás y metano," Universidad de Antioquia, Medellín, 2012.
- [13] J. P. Gómez Montoya, A. A. Amell, D. B. Olsen, and G. J. Amador Diaz, "Strategies to improve the performance of a spark ignition engine using fuel blends of biogas with natural gas, propane and hydrogen," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 3, pp. 21592–21602, 2018. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2018.10.009.
- [14] J. P. Gómez Montoya, G. J. Amador Diaz, and A. A. Amell Arrieta, "Effect of equivalence ratio on knocking tendency in spark ignition engines fueled with fuel blends of biogas, natural gas, propane and hydrogen," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 43, no. 51, pp. 23041–23049, 2018. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2018.10.117.
- [15] C. J. Kalkman, "LabVIEW: A software system for data acquisition, data analysis, and instrument control," *J. Clin. Monit.*, vol. 11, no. 1, pp. 51–58, Jan. 1995. DOI: 10.1007/BF01627421.
- [16] "CHEMKIM-PRO Release, Reaction Design 15083. San Diego."
- [17] *Cengel, Y. A. and Boles, M. A. Thermodynamics: An engineering Approach. Mc Graw Hill. 6ta edición. 2009, 1008.*
- [18] R. J. Kee et al., "CHEMKIN Collection, Release 3.6," 2000.
- [19] P. M., "Experimental evaluation of a hydrogen added natural gas (HANG) operated SI engine," *SAE Tech. Pap.*, 2005.
- [20] J. Zheng, E. Hu, Z. Huang, D. Ning, and J. Wang, "Combustion and emission characteristics of a spray guided direct-injection spark-ignition engine fueled with natural gas-hydrogen blends," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 36, no. 17, pp. 11155–11163, 2011. DOI:10.1016/j.ijhydene.2011.05.119.

From 2011 to 2016, he was a Research Assistant with the Ciencia y Tecnología del Gas y Uso Racional de la Energía group. He is currently an associate Professor in mechanical Engineering program at the Universidad Cooperativa de Colombia (Medellín, Colombia) since 2015.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7773-3526>

Andrés Adolfo Amell Arrieta, received the undergraduated degree in mechanical engineering from Universidad de Antioquia, Medellín, Colombia, in 1985 and the master's degree in Economía de La Energía y Los Recursos Naturales from Universidad Nacional de Colombia, Medellín, Colombia, in 1999. His research interest include combustion, thermodynamics, heat transfer, laminar and turbulent combustion flames, computational fluid dynamics (CFD), and energy.

He founded the Grupo de Ciencia y Tecnología del Gas y Uso Racional de la Energía (GASURE) of the Universidad de Antioquia, currently he is an associate Professor at Universidad de Antioquia and director of the GASURE research group.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4473-4105>

Arley Johany Cardona Vargas,

Performed his undergraduated studies in Mechanical Engineering (2013) in the Universidad de Antioquia and MSc in Engineering (2018) from Universidad de Antioquia, Medellín, Colombia. His research interest include combustion, thermodynamics, heat transfer, combustion engines, computational fluid dynamics (CFD), and energy.



From 2011 to 2016, he was a Research Assistant with the Ciencia y Tecnología del Gas y Uso Racional de la Energía group. From 2013 to 2014 and 2017-2018 he was a researcher in the researcher young program of COLCIENCIAS. He is currently teaching and working with Grupo de Investigación de Materiales Avanzados y Energía in Instituto Tecnológico Metropolitano de Medellín since 2018.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3051-9335>

Jonathan Steven Jaramillo Álvarez, Performed his undergraduated studies in Mechanical Engineering (2013) in the Universidad de Antioquia and MSc in Engineering (2017) from Universidad de Antioquia, Medellín, Colombia. His research interest include combustion, thermodynamics, heat transfer, and combustion engines.