



UNIVERSIDAD NACIONAL DE COLOMBIA

Caracterización, puesta a punto y análisis de emisiones generadas en un motor de combustión interna HCCL operado con etanol anhidro (E100) y etanol hidratado (E80)

JUAN FELIPE RODRÍGUEZ RUEDA
Ingeniero Mecánico

Universidad Nacional de Colombia Sede Bogotá
Facultad de Ingeniería, Departamento de Ingeniería Mecánica y Mecatrónica
Bogotá, Colombia

2015

Caracterización, puesta a punto y análisis de emisiones generadas en un motor de combustión interna HCCL operado con etanol anhidro (E100) y etanol hidratado (E80)

Juan Felipe Rodríguez Rueda

Ingeniero Mecánico

Trabajo de investigación presentado como requisito parcial para optar al título de:

Magister en Ingeniería Mecánica

Director (a):

Ph.D., Helmer Acevedo Gamboa

Línea de Investigación:

Ciencias Térmicas – Motores de combustión Interna.

Grupo de Investigación:

Grupo de investigación en combustibles alternativos, energía y protección del medio ambiente GICAEPMA

Universidad Nacional de Colombia

Facultad de Ingeniería, Departamento de Ingeniería Mecánica y Mecatrónica

Bogotá, Colombia

2015

A mi mami, mis hermanas, Adriana; son quienes cada día hacen posible que haga lo que me gusta y a pesar de no merecerlo, tener su apoyo incondicional.

Agradecimientos

Agradecer profundamente a Helmer Acevedo Gamboa, mi maestro.

A las personas del grupo de investigación que me permiten trabajar a su lado, y que directa o indirectamente han sido parte de esta investigación.

A mis amigos, quienes me doy el gusto de nombrar uno por uno. Jorge, Diego, A. Medina, Jorge Arroyave, Jorge Velandia, Javier Buitrago.

Resumen

Las carencias energéticas que surgen en la actualidad, fomentan la investigación de alternativas que permitan sostener el ritmo de consumo de las sociedades modernas. En busca de fuentes energéticas más limpias y renovables, surge el etanol como potencial solución, y en particular el etanol hidratado es un recurso de bajo consumo y que presenta menores costos de producción que el mismo etanol anhidro. Este proyecto busca identificar ese potencial y evaluarlo en función de su favorabilidad tecnológica, económica y el impacto que pueda tener en el medio ambiente, tanto en los contaminantes considerados en las normas internacionales actuales, como en las emisiones no reguladas. Adicionalmente, este combustible se evalúa en un tipo de combustión no comercial, conocida como HCCI y que se caracteriza por su mayor eficiencia y menores emisiones contaminantes. El trabajo desarrollado permite evaluar la viabilidad de esta tecnología, su impacto ambiental, y la posibilidad de utilizarla de manera conjunta con combustibles renovables o alternativos. Los resultados demuestran la factibilidad de implementar un motor HCCI partiendo de un motor encendido por chispa de relación de compresión baja, realizando una serie de modificaciones al mismo para lograr las condiciones mínimas requeridas para obtener un proceso de combustión HCCI. Así mismo se evidencia que el etanol hidratado es una buena opción para reducir costos de producción en el combustible, manteniendo un desempeño cercano al obtenido en operación con etanol anhidro.

Palabras clave: Motor Combustión interna, HCCI (Carga homogénea encendido por compresión), Etanol, Etano hidratado, Emisiones no reguladas, Emisiones contaminantes, Combustión.

Abstract

Energy shortages that currently arise , encourage research alternatives to sustain the rate of consumption in modern societies . Looking for of cleaner and renewable energy sources , ethanol emerges as a potential solution emerges , in particular hydrated ethanol is a source with low consumption and has lower production costs than the same anhydrous ethanol. This project seeks to identify and evaluate the potential function of its technological , economic favorability and the impact it may have on the environment, both the pollutants considered in current international standards , and unregulated emissions . Additionally, this fuel is evaluated in a type of non-commercial fuel , known as HCCI and is characterized by its higher efficiency and lower emissions. The work assesses the feasibility of this technology, its environmental impact and the possibility of using it in conjunction with renewable or alternative fuels. The results demonstrate the feasibility of implementing an HCCI engine based on an spark ignition engine with low compression ratio. Likewise evidence hydrated ethanol is a good option to reduce production costs of the fuel, keeping the almost the same performance to that obtained in anhydrous ethanol.

Keywords: Internal Combustion engine, HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition), ethanol, anhydrous ethanol, combustion, emissions, non-regulated emissions.

Contenido

	Pág.
1. Motores HCCI	5
2. Descripción Experimental	21
3. Metodología de Análisis.	43
4. Resultados Experimentales.....	55
5. Conclusiones.....	86
6. Trabajo futuro.....	89
7. Bibliografía	91

Lista de figuras

Figura 1. Diferencias entre los procesos de combustión HCCI, ciclo diesel (encendido por compresión), gasolina convencional (ciclo otto encendido por chispa). Fuente: Tomado de [12]	10
Figura 2. Métodos de control para motores HCCI. Fuente: Ajustado de [13]	14
Figura 3. Montaje banco dinamométrico HCCI. Fuente: Autor	23
Figura 4. Mecanismo de arranque por polea original del motor. Fuente: Autor.	25
Figura 5. Acople motor eléctrico de arranque – volante de motor BAS. Fuente: Autor.	25
Figura 6. Sólido obtenido del escaneo 3D de la culata. Fuente: Autor.	27
Figura 7. Culata modificada (izq), culata original (der). Fuente: Autor.	28
Figura 8. Simulador eje de levas con sensor de velocidad de giro. Fuente: Autor.	29
Figura 9. Cadena lógica de la toma de datos de presión para el motor HCCI. Fuente: Autor.	33
Figura 10. Encoder óptico. Fuente: Autor.	35
Figura 11. Organización de los datos de presión en de cada ciclo en columnas diferentes. (Fuente: Autor)	53
Figura 12. Perfil de presión en la cámara de combustión en <i>Motoring Mode</i> para 4 condiciones de temperatura de admisión. Fuente: Autor.	56
Figura 13. Perfiles de presión para condiciones de temperatura constante 90°C y variación de la velocidad de rotación del motor. Fuente: Autor.	57
Figura 14. Consumo de aire a diferentes temperaturas de admisión. Fuente: Autor.	61
Figura 15. Curva de presión y liberación de calor para el motor Briggs and Stratton en modo encendido por chispa. Velocidad de giro del motor 2000 rpm. Fuente: Autor.	63
Figura 16. Presión interna y liberación de calor en función del ángulo CAD, para un motor HCCI operado con etanol hidratado [E80]	67
Figura 17. Presión interna y liberación de calor en función del ángulo CAD, para un motor HCCI operado con etanol anhidro [E100]	68

Figura 18. Curva de presión y de razón de liberación de calor para el motor HCCI con E100, A/F 22.5:1, 1400 RPM. Fuente: Autor.	72
Figura 19. Curva de presión y de razón de liberación de calor para el motor HCCI con E100, A/F 22.5:1, 1800 RPM. Fuente: Autor.	73
Figura 20. Curva de presión y de razón de liberación de calor para el motor HCCI con E100, A/F 18:1, 1800 rpm. Fuente: Autor.	74
Figura 21. Curva de presión y de razón de liberación de calor para el motor HCCI con E100, A/F 18:1, 1400 rpm. Fuente: Autor.	75
Figura 22. Curva de presión y de razón de liberación de calor para el motor HCCI con E80, A/F 18:1, 1800 rpm. Fuente: Autor.	75
Figura 23. Curva de presión y de razón de liberación de calor para el motor HCCI con E80, A/F 18:1, 1400 rpm. Fuente: Autor.	77
Figura 24. Curva de presión y de razón de liberación de calor para el motor HCCI con E80, A/F 21:1, 1800 rpm. Fuente: Autor.	78

Lista de tablas

	Pág.
Tabla 1. Especificaciones motor Briggs And Stratton. Fuente: Autor.....	24
Tabla 2. Dimensiones de componentes del motor BAS. Fuente: Autor.	24
Tabla 3. Perfiles de apertura de válvulas. Fuente: Autor.	26
Tabla 4. Características Principales Kistler 6118BFD16. Ajustado de [33].....	34
Tabla 5. Equipos de análisis de gases utilizados. Fuente: Autor con referencia a [35] [36] [37] [38].....	37
Tabla 6. Especificaciones del motor Lister de la Universidad de Minnesota. Ajustado de [39].....	39
Tabla 7. Matriz de experimentación. Fuente: Autor.	45
Tabla 8. Resultados de la evaluación de parámetros de comportamiento del motor Briggs and Stratton en modo HCCI con E100 como combustible. Fuente: Autor.	60
Tabla 9. Condiciones ambientales durante las pruebas con el motor Briggs and Stratton. Fuente: Autor.	62
Tabla 10. Resumen de resultados obtenidos en la evaluación de potencia del motor Briggs and Stratton en modo encendido por chispa de referencia. Velocidad de giro 2000 RPM. Fuente: Autor.	64
Tabla 11. Resumen de los resultados experimentales. Fuente: Autor.....	69
Tabla 12. Resumen de resultados prueba motor Briggs and Stratton en modo HCCI. Fuente: Autor.	70
Tabla 13. Resultados de la evaluación de emisiones contaminantes a las pruebas en modo HCCI del motor Briggs and Stratton. Fuente: Autor.....	80
Tabla 14. Resultados de la evaluación de emisiones contaminantes a las pruebas en modo HCCI del motor Briggs and Stratton en función del consumo de combustible. Fuente: Autor.	80

Lista de Símbolos y abreviaturas

Subíndices

A	Área
BAS	Briggs And Stratton
CAD	Crank angle degree (Angulo de cigüeñal)
CO ₂	Dióxido de carbono
CO	Monóxido de carbono
C	Carrera del pistón
CoV	Coefficiente de variación de la IMEP
D	Diámetro del pistón
EGR	Exhaust Gas Recirculation (Recirculación de gases de escape)
F	Frecuencia
h	Entalpía
HCSI	Homogeneous Charge Spark Ignition (encendido por chispa con carga homogénea)
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition (Encendido por compresión de carga homogénea)
hg	Coefficiente convectivo de transferencia de calor
I	Corriente
I	Momento de Inercia
IMEPg	Presión media efectiva indicada
<i>Lk</i>	Relación de la escala de longitud de Kolmogorov
L	Longitud de la biela
m	Flujo másico
MAP	ManifoldPressure (Presión del múltiple de Admisión)
MM	Motoring Mode
MEP	Modo encendido provocado
Ne	Potencia eléctrica
NO _x	Óxidos de Nitrógeno
n	Régimen de giro
O ₂	Oxígeno
P	Presión
Q	Calor
R	Constante de gas ideal del aire
RC	Relación de compresión
rpm	Revoluciones por minuto
SI	Spark Ignition (Encendido por Chispa)
SCCI	Stratified Charge Compression Ignition (Encendido por compresión de carga estratificada)
T	Temperatura
T	Torque
THC	Hidrocarburos totales sin quemar
TPS	Throttle Position Sensor (Sensor de posición del acelerador)
U	Energía interna
V	Voltaje

VA	Válvula de Admisión
VE	Válvula de Escape
Vd	Volumen desplazado por el pistón
Vc	Volumen de la cámara de combustión
Vmp	Velocidad media del pistón

Introducción

Los motores de combustión interna, han ejercido como eje fundamental de generación de potencia mecánica en múltiples áreas de la industria a lo largo del siglo XX y durante el arranque del siglo XXI siguen cumpliendo este rol. A lo largo de su desarrollo se ha logrado un grado de eficiencia termodinámica límite, una mejoría considerable en sus emisiones contaminantes, así como la especialización de las tecnologías en función de las necesidades técnicas, los entornos socioeconómicos y las condiciones ambientales donde se han de emplear.

De esta misma forma, los combustibles han evolucionado a la par, siempre con los derivados del petróleo como el principal recurso energético empleado en motores de combustión interna. Al tener tal importancia el petróleo en la sociedad moderna, este se ha transformado en una herramienta política y social que define el comportamiento y la interacción entre las naciones productoras, consumidoras y por ende a cada persona en su diario vivir. Por tal motivo, se hace necesario encontrar nuevas fuentes de energía para motores de combustión interna, junto con modos alternativos de operación de los mismos, que permitan restringir los niveles de consumo de derivados del petróleo y mejorar las prestaciones de los motores, así como lograr reducir sus emisiones contaminantes.

El etanol, es uno de estos combustibles que ha tomado fuerza en los últimos años con amplios desarrollos en naciones donde su producción presenta una buena relación de costo / beneficio. Ya sea componente de una mezcla usada como combustible, por ejemplo con gasolina u otro tipo de alcohol, o directamente como combustible principal en un motor de combustión interna presenta la ventaja de tener un origen renovable y que puede suplir las demandas de combustible fósil en función de las reservas finitas de este.

Al ser un alcohol higroscópico, el principal reto en los procesos de obtención de etanol está en la extracción del agua del mismo, un proceso que implica una alta inversión de energía y que afecta de manera directa la relación de beneficio energético al utilizar etanol anhidro en aplicaciones de combustión. Por tal motivo, se considera también la utilización de etanol hidratado en proporciones inferiores a 20 partes de agua por 80 partes de etanol, con el fin mejorar esta ganancia energética, dado que el proceso de separación de agua requiere una inversión de energía que aumenta de manera exponencial en relación a la cantidad de agua remanente en el etanol.

Un proceso de combustión alternativo, para motores de combustión interna es el conocido como HCCI por sus siglas en inglés (homogeneous charge compression ignition) que corresponden a un motor de combustión interna en el que se realiza la mezcla de aire y combustible antes de ingresar a la cámara de combustión y esta es encendida debido a la compresión del cilindro sobre dicha mezcla. Este tipo de motores cuentan con niveles de eficiencia similares a los de ciclo Diesel, operando con relaciones de combustible / aire inferiores a las encontradas en motores encendidos por chispa y con emisiones cercanas a cero de material particulado y óxidos de nitrógeno.

Particularmente, esta investigación se centra en tres objetivos específicos: el desarrollo de las tareas de adecuación y puesta a punto de un motor convencional para su operación en modo HCCI, el análisis del proceso de combustión mediante datos de presión interna en la cámara de combustión y la caracterización del dicho equipo en sus condiciones de desempeño y emisiones contaminantes, siempre contemplando dos combustibles, etanol anhidro y etanol mezclado con agua.

También se ha estudiado el comportamiento del etanol como combustible alternativo, y sus características de operación al estar mezclado con agua, logrando un comportamiento uniforme, con eficiencias energéticas que se encuentran dentro de los rangos presentados en investigaciones previas realizadas en otras instituciones y con la definición del potencial de este tipo de motores operados con combustibles de origen fósil, y su flexibilidad a la hora de mejorar las relaciones de costo de producción y desempeño final.

Para tal efecto, se ha adecuado un banco dinamométrico con un motor de combustión interna marca *Briggs and Stratton* modelo *Vanguard 9hp* cuya aplicación original es accionar bombas y poleas en tareas agrícolas, junto con un freno eléctrico y un motor de arranque con variador de frecuencia. Al ser un motor de encendido por chispa, se modificaron los sistemas de admisión, escape y suministro de combustible mediante gestión electrónica e inyectores de combustible y se modificó la relación de compresión para lograr condiciones de autoencendido de la mezcla. Así mismo se desarrolló un sistema de adquisición de datos de presión dentro de la cámara que son el principal insumo para el estudio del proceso de combustión.

Así mismo, se ha estudiado el comportamiento de las emisiones generadas por este tipo de motores y los combustibles evaluados, presentando un perfil de emisiones que es acorde con las expectativas relativas a investigaciones previas, y que limita el potencial de este tipo de motores.

La operación del motor se realizó en dos condiciones de mezcla aire / combustible, con relación A/F de 18:1 y 22.5:1, a dos velocidades de giro del motor y condiciones de carga equivalentes entre cada condición. Se evaluaron mezclas de etanol anhidro E100 y etanol hidratado con 20% de agua en volumen E80. Se encontraron eficiencias termodinámicas de 0.38 a 0.23 para el etanol E100 y 0.36 a 0.20 para el E80 con niveles de emisión de material particulado despreciables en todos los casos, emisiones de Óxidos de nitrógeno entre 0.6 y 3.9 g/kWh para E100 y 1.8 y 4.2 para E80. En las evaluaciones en modo HCCI el motor opero en IMEP (Indicated Mean Efective Pressure) entre 5 y 6 bares, mientras que originalmente en modo encendido por chispa operaba con valores de 6.5 bares.

Los resultados de esta investigación demuestran la factibilidad del uso de etanol hidratado como combustible, así como el potencial de los motores HCCI para su uso en especificas aplicaciones en función de un espectro de operación reducido, bajas emisiones contaminantes y alta eficiencia. Así mismo, permite evidenciar condiciones de operación de un motor en modo HCCI, así como las modificaciones y a sistemas a utilizar para lograr dicho proceso de combustión.

Como trabajo futuro, se marca una línea continuista de investigación, para desarrollar este tipo de tecnologías, con una infraestructura configurada, los equipos necesarios

para tal fin y el conocimiento base de la primera iteración de la misma, en donde se demarcan las alternativas para mejorar las prestaciones de este tipo de motores, evaluar nuevas alternativas de combustibles a emplear y reducir su impacto ambiental dadas las emisiones contaminantes generadas.

1.Motores HCCI

1.1 Etanol

Actualmente, los combustibles de origen fósil son una de las más grandes fuentes de energía para motores, tanto de uso industrial en generación, como particular en aplicaciones automotrices o de generación, los cuáles en los últimos años han cedido terreno a otro tipo de combustibles como los biocombustibles o los denominados combustibles alternativos. Esta tendencia ha venido en aumento debido a los ya reconocidos efectos secundarios del uso de los combustibles fósiles, especialmente sus efectos en el medio ambiente y la salud humana [1].

Uno de los combustibles alternativos más utilizado en la actualidad es el Etanol, usualmente en mezclas con gasolina de origen fósil tal como se vende actualmente en Colombia. Dicha mezcla, ayuda a la reducción de algunos contaminantes presentes en los gases de combustión de combustibles fósiles y ha sido tanto su éxito que de tener inicialmente mezclas E5 (95 % Gasolina y 5 % Etanol), ahora se habla del E85 (15% Gasolina y 85% Etanol) y en algunos de los países más desarrollados, incluso se habla del E100. Todo esto trae consigo una serie de tecnologías como el Flexi-Fuel, en la cual un motor de combustión interna tiene la capacidad de operar de manera eficiente con dos o más combustibles, comúnmente gasolina de origen fósil y un combustible renovable como el etanol o mezclas entre estos. De tal manera, el usuario puede adquirir para su motor combustibles desde 100% gasolina hasta el E85 y en algunos casos el E100, según disponibilidad, rentabilidad o preferencia cultural.

Una nación referente en el consumo de combustible, es Estados Unidos en donde se consumen a 2014 13.47 billones de galones de etanol que corresponden a un 10% del consumo de combustible de uso automotriz [2], mientras que en Colombia el consumo corresponde a 46000 millones de galones de etanol que se encuentra en cercanía al porcentaje de combustible usado en aplicación automotriz en Estados Unidos, con un

9.6% [3]. Estas cifras hacen parte de los 25.8 billones de etanol consumido en el mundo y que corresponden a una reducción de 7000 toneladas por día de emisión de gases de efecto invernadero, la cual es un aporte significativo para la industria global y para los esfuerzos de mitigar el cambio climático [4].

Sin embargo, para eliminar de la ecuación completamente a los combustibles fósiles, se han venido estudiando una serie de tecnologías con biocombustibles como el etanol anhidro E100 y el etanol hidratado E80, 80% etanol y 20% agua, los cuales proponen el etanol como una fuerte alternativa a los combustibles tradicionales.

Obtener el etanol anhidro típicamente requiere de procesos adicionales costosos para remover completamente el agua. El etanol hidratado es utilizado ampliamente en países como Brasil y Estados Unidos [5], y ofrece un amplio potencial para ser comercializado en otros mercados. Uno de esos mercados podría ser el colombiano, sin embargo para poder usarlo se requieren una serie de estudios en las condiciones de operación de los motores en el marco colombiano.

Un análisis detallado del proceso de obtención de etanol anhidro, permite evidenciar como en función de la calidad del combustible, aumenta en relación exponencial la energía requerida en el proceso, reduciendo la rentabilidad económica y limitando el uso de este tipo de combustibles. Dado que el proceso de refinamiento de combustibles fósiles está ampliamente desarrollado, en países con altos consumos de combustibles también se ha desarrollado un mecanismo producción rentable para el etanol, pero en naciones en vía de desarrollo, este tipo de combustibles encuentran barreras económicas para competir con los combustibles tradicionales de origen fósil.

Bajo este escenario, la aplicación de mezclas de etanol y agua es una alternativa que puede evidenciar, ventajas en la cantidad de energía consumida en el proceso de obtención, mejores eficiencias energéticas en los motores, o las características de las emisiones contaminantes producto de la combustión. Así mismo, es clave mencionar como estudios previos, han encontrado una relación de ganancia energética, para el ciclo de vida del etanol hidratado, superior a 2 (2:1), mientras que para el etanol anhidro, dicha relación no supera el valor de 1.3 (1.26:1), lo que fortalece la teoría de utilizar etanoles

hidratados, buscando las relaciones de mezcla más eficientes, en contraposición del etanol anhidro.

Las emisiones reguladas, monóxido de carbono CO e hidrocarburos totales THC producidas por el uso de etanol como combustible en motores de combustión interna han sido estudiadas en diversos trabajos, donde se muestra que el etanol tiene impacto en las emisiones reguladas al disminuir la producción de monóxido de carbono y de hidrocarburos sin quemar pero incrementa la producción de óxidos de nitrógeno, aunque los estudios son contradictorios en este sentido [6]. Para el caso de las emisiones no reguladas, se reduce la producción de compuestos aromáticos por la disminución en el contenido de carbono [7] pero se incrementa la producción de compuestos carbonílicos como son los aldehídos y las cetonas, donde predominan el acetaldehído y el formaldehído con respecto al uso de gasolinas, causado principalmente por la combustión incompleta de compuestos oxigenados y por la oxidación del etanol a acetaldehído [8].

Haciendo un análisis específico para las condiciones Colombianas, el etanol representa un 9% del combustible usado en motores de combustión encendidos por chispa, dada regulación nacional (ley 693 de 2001) que indica las disposiciones tributarias de disposición y de mezcla, en donde el etanol debe ser adicionado a la gasolina en una proporción de 10% en volumen [9]. En Colombia se consumen 46000 millones de galones de etanol de palma, en una industria de 7000 empleos directos y que representa el motor económico de la región occidental del país [3]. Así mismo, existe normativa que permite condiciones favorables para aumentar la penetración de los combustibles de origen vegetal en el mercado automotriz ya que de acuerdo con el Decreto 1135 de 2009, a partir del 1º de enero del año 2012 los vehículos automotores hasta 2000 cm³ de desplazamiento volumétrico que se comercialicen en el país y que sean encendidos por chispa, deberán estar acondicionados para que sus motores funcionen con sistema Flex-fuel (E85), es decir, que puedan funcionar normalmente utilizando indistintamente gasolinas básicas o mezclas compuestas por gasolina básica de origen fósil con al menos 85% de alcohol carburante. Esto, junto con las condiciones climáticas favorables, las vastas extensiones de tierra que permiten el cultivo de palma y otros tipos de plantas

como la yuca para la generación de alcohol carburante, marca el potencial de estudiar este tipo de alternativas y su importancia en la economía, industria y calidad de aire para la nación [9].

1.2 Motores HCCI

Los motores de combustión interna son encendidos por chispas, (Spark Ignition), o encendidos por compresión, (Compression Ignition). En los motores encendidos por chispa la liberación de calor producto de la combustión ocurre en una llama turbulenta que se expande dentro de una cámara de combustión cerrada, a la cual ha ingresado una mezcla en fase gaseosa de aire y combustible, que idealmente es homogénea en su composición. En los motores encendidos por compresión, conocidos también como motores diesel, dado que operan bajo el ciclo de combustión aplicado por Rudolf Diesel, de quien toma su nombre; la liberación de calor es iniciada debido al autoencendido de un combustible que es inyectado en una cámara de combustión presurizada, en donde este se evapora, mezcla e inicia su reacción química con el aire. Los motores CI son más eficientes que los SI, dadas sus mayores relaciones de compresión y su habilidad para trabajar con relaciones de combustible / aire por debajo de la relación estequiométrica de la reacción entre el combustible y el aire. Por otro lado, los motores pueden usar sistemas de control de emisiones contaminantes producto del proceso de combustión como catalizadores de tres vías que reducen el óxido de nitrógeno (Óxidos de nitrógeno), monóxido de carbono (CO) y los hidrocarburos sin quemar (THC) emitidos al ambiente. Esta característica permite operar motores ENCENDIDO POR CHISPA con bajas emisiones, dado que no generan material particulado producto de la combustión, salvo en motores con sistemas de inyección directa en la cámara de combustión que favorece la formación de partículas por debajo de 100 micras de diámetro. Así mismo, lo motores encendidos por compresión son propensos a la formación de material particulado y a la emisión de Óxidos de nitrógeno, por lo que requieren sistemas de post tratamiento de los gases de escape más complejos y costosos como filtros de partículas, sistemas de inyección de urea, post combustión y catalizadores oxidativos. Esto, junto con los sistemas de inyección de combustible que trabajan a presiones entre 1500 y 2000 bares hacen a los motores encendidos por compresión más costosos y con gastos de

mantenimiento mayores respecto a los motores encendidos por chispa, efecto que se acentúa dadas las estrictas normatividades referentes a emisiones de partículas y Óxidos de nitrógeno que deben cumplir los motores. [6] [10]

Los motores de carga homogénea encendidos por compresión (Homogeneous charge compression ignition HCCI) son un tipo de motores combustión interna donde un combustible es mezclado de manera homogénea junto con un oxidante (aire), es decir que la relación de partes de combustible con partes de aire es constante para toda la mezcla. Esta mezcla es comprimida dentro de una cámara de combustión hasta el punto de autoencendido de dicha mezcla. Es un proceso de combustión diferente al encontrado en motores tradicionales encendidos por chispa encendido por chispa o encendidos por compresión, que libera energía química de la mezcla en un proceso de reacción exotérmica que es luego transformada en trabajo mecánico en el eje del motor y calor liberado a través del sistema de refrigeración del motor y los gases de escape, que salen con alta energía cinética y térmica.

HCCI es una combinación de características de los motores convencionales encendidos por compresión (ciclo Diesel) y encendidos por chispa (ciclo Otto). Los motores encendidos por compresión combinan una mezcla o carga estratificada con un encendido por compresión (stratified charge (SC) compression ignition (CI)) y son conocidos como SCCI, mientras que los motores encendidos por chispa combinan una mezcla homogénea con un encendido por chispa (homogeneous charge (HC) spark ignition (SI)), y son conocidos como HCSI.

En un motor operado en modo HCCI, el combustible es inyectado en el múltiple de admisión, pero en lugar de ser encendido por una descarga eléctrica (chispa) como en un HCSI convencional, la mezcla experimenta un aumento de presión y temperatura debido a la compresión en la cámara de combustión hasta que se llega al punto de autoencendido y reacciona de manera espontánea, iniciando el proceso de combustión.

Un motor de carga estratificada encendido por compresión de ciclo diesel convencional es encendido también debido a la alta presión y temperatura dentro de la cámara de combustión, pero la inyección del combustible se presenta durante el proceso de compresión de aire dentro de la cámara en donde el proceso de combustión inicia en la

frontera que se forma entre el combustible inyectado y el aire caliente y a alta presión que se encuentra dentro de la cámara, lo que produce altas temperaturas de combustión que favorecen la formación de contaminantes como Óxidos de nitrógeno, y al tener una mezcla estratificada se favorece la formación de material particulado en las zonas donde hay ausencia de O₂. Como característica positiva, la alta relación de compresión permite obtener eficiencias mayores y la operación de estos motores también permite trabajar con mezclas con bajo contenido de combustible en función de las partes de aire disponible. [11] [12].

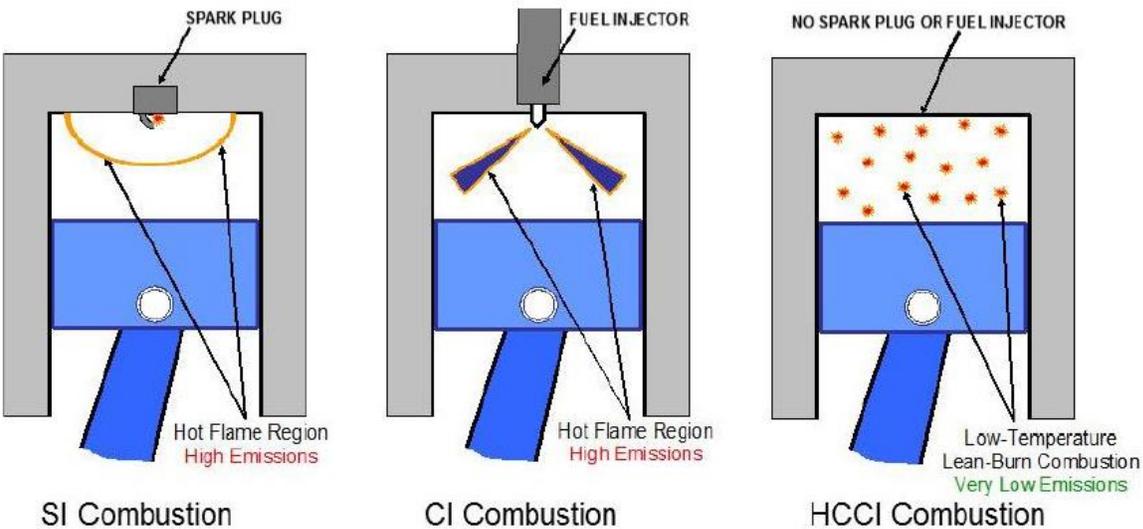


Figura 1. Diferencias entre los procesos de combustión HCCI, ciclo diesel (encendido por compresión), gasolina convencional (ciclo otto encendido por chispa). Fuente: Tomado de [12]

En la Figura 1 se presenta de manera gráfica una diferenciación entre los dos tipos de combustión convencionales y el HCCI. Para un motor ENCENDIDO POR CHISPA en tener un punto de inicio de la combustión, donde la chispa es generada, genera regiones más calientes que aquellas alejadas, dado que el frente de llama que recorre la cámara de combustión debe tener el tiempo suficiente para llegar a todas las zonas y tratar de liberar el calor de manera homogénea en este proceso para generar las menores emisiones. En el caso de un motor CI, el combustible entra de manera brusca a la cámara de combustión e inicia la reacción química con el aire disponible tan pronto como logra evaporarse por la temperatura presente. Este fenómeno se presenta en medio de el ingreso de mas combustible a lo largo de todo el periodo de trabajo del inyector, por lo

que en la cámara hay zonas con mucho combustible en función del aire, zonas en donde hay mucho aire y poco combustible y otras en donde se desarrolla el proceso de combustión, lo que favorece la formación de contaminantes.

En el caso de un motor HCCI, hay múltiples lugares donde inicia la combustión y al tener una mezcla homogénea y no existir la necesidad de un frente de llama que se propague a lo largo de la cámara quemando la mezcla, la temperatura de operación es menor, con lo que la formación de contaminantes es menos propensa.

En estos motores operados en modo HCCI se desea tener una mezcla homogénea de aire – combustible para garantizar que el proceso de control de la combustión es el mismo para cada ciclo de operación. El control, radica en la capacidad de predecir donde y cuando se presenta el fenómeno de auto encendido de la mezcla, determinado por condiciones de presión y temperatura dentro de la cámara de combustión. Tal proceso de combustión es originado de manera múltiple en diferentes puntos dentro de la cámara, y su comportamiento se caracteriza más por fenómenos asociados a la cinética de reacción del combustible con el oxidante, que con la propagación turbulenta de un frente de llama, típico de los motores encendidos por chispa (SI) o por un frente de llama difusa estratificada, presente en las mezclas altamente estratificadas de los motores encendidos por compresión [13]. Así mismo, las condiciones termodinámicas dentro del cilindro son las que tienen un efecto directo en la combustión HCCI, el tiempo de encendido y la relación de quema obtenida en cada intervalo CAD¹. Del mismo modo, estas condiciones termodinámicas dentro del cilindro, van relacionadas de manera directa con la cantidad de energía transferida a las paredes del cilindro. [14] Esto permite concluir, que la buena discretización de estos comportamientos termodinámicos, son claves para tener un proceso de combustión HCCI estable, repetible y con resultados favorables desde el punto de vista de la eficiencia del ciclo y las emisiones contaminantes presentes en los gases de escape.

El principal problema del motor HCCI, es que presenta un reto de ingeniería, al exigir un control indirecto de un proceso, valiéndose de condiciones iniciales determinadas, en

¹ Crank Angle Degree, ángulo de giro del cigüeñal, por sus siglas en ingles

este caso a la mezcla de aire combustible. Es así como la fase de combustión sucede de manera esperada, mas no inducida, como ocurre en un motor ENCENDIDO POR CHISPA con el disparo de la chispa, o la inyección de combustible para CI. En este control indirecto, el proceso de autoencendido provocado por las condiciones de temperatura y presión a las cuales es expuesta la mezcla de combustible – aire, se ve afectada por los siguientes aspectos, cuando se estudia en particular un motor HCCI [15]:

- Propiedades del combustible relativas a su capacidad de inflamarse.
- Relación de aire combustible
- Gases residuales de combustión presentes en la mezcla de carga fresca
- Homogeneidad de la mezcla
- Relación de compresión
- Calor latente de vaporización del combustible
- Temperatura inicial de la mezcla
- Temperatura de operación media del motor.
- Características físicas de la cámara de combustión y en general del motor.

En función de conocer las variables que afectan el proceso de combustión, es necesario destacar aquellas que van a ser objeto de estudio, manteniendo las otras constantes. De esta manera es posible definir dos metodologías para el control de la operación del motor:

- Modificar la mezcla para variar su tendencia al autoencendido.
- Alterar las condiciones de temperatura y presión a las cuales la mezcla se expone. [16]

Para tener un control sobre la temperatura a la cual se expone la mezcla es posible interactuar con el punto de inyección de combustible, dado que este determina cuanto tiempo es expuesto en múltiple de admisión a un aumento de temperatura, inyectar agua,

variar la temperatura de admisión de aire en el múltiple, variar la relación de compresión y los tiempos de apertura y cierre de las válvulas.

La reactividad de la mezcla es controlable mediante la relación aire- combustible, la recirculación de gases de escape, o variar directamente el tipo de combustible. Un sistema de recirculación de gases EGR también tiene influencia directa en la temperatura de la mezcla; por lo tanto, debe ser considerado su efecto sobre ambas posibilidades de control, lo que hace un poco más difícil determinar si su efecto es relativo a la intervención de una u otra de las condiciones iniciales de control. En la Figura 2 se resumen las alternativas de control para los motores HCCI, basado en [13].

A pesar de estas alternativas, la experimentación ha coincidido en que no existe un método ideal para el control de la combustión dentro del motor HCCI. El mezclar combustibles es una alternativa con un buen comportamiento, pero carece de potencial de aplicación masiva, dado que esto restringe la aplicabilidad del motor a la disponibilidad de los combustibles. Un sistema de calentamiento de aire en la admisión es bastante práctico en la experimentación del laboratorio, dado que adelanta o atrasa el inicio de la combustión con relativa facilidad, pero su complejidad y habilidad para adaptarse a diferentes estados de carga y velocidad de giro del motor lo hace inviable en su potencial aplicación en motores de automóviles. Modificar los tiempos de inyección no presenta un buen resultado, dado que influencia el tiempo de exposición del combustible en el múltiple, lo que hace que este varíe su proceso de vaporización y no se logre la homogeneidad de la mezcla y su llegada a la temperatura óptima de ingreso a la cámara. Variar la relación de compresión y/o los tiempos de apertura de las válvulas, está señalado como una buena forma de controlar el proceso de combustión, pero se limita a la capacidad de sostener una inversión en tecnología de estos sistemas en el motor [13] [17]. Adicionar agua a la mezcla retrasa el inicio de la combustión de manera directa, pero no tiene un buen efecto en las emisiones y en general en la calidad de la combustión [18] [19].

De esto, se puede concluir que no existe una metodología clara para el control del proceso de combustión, y que ésta se caracteriza por la adecuación de los sistemas de manera específica para cada configuración particular, donde se ajustan sus sistemas para potenciar unas condiciones de operación determinadas. En la Figura 2 se resumen las diferentes técnicas de control de los motores HCCI.

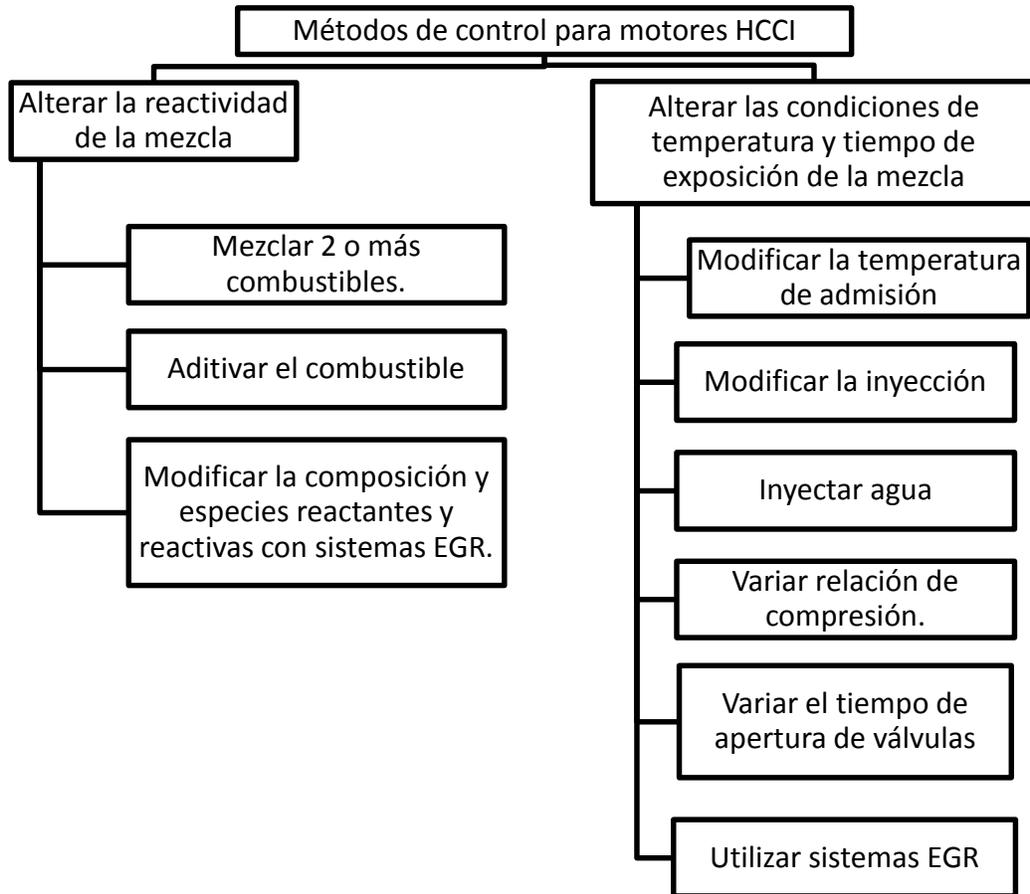


Figura 2. Métodos de control para motores HCCI. Fuente: Ajustado de [13]

1.3 Emisiones.

La forma en la que el combustible ingresa a la cámara de combustión en los motores de operación HCCI es determinante para los procesos de combustión, dado que inicio de tales procesos no es dependiente de manera directa a los parámetros que se manipulan, en la operación del motor. Una baja atomización en los inyectores, no solo perjudicará el encendido como tal de la mezcla, sino que favorecerá los depósitos de combustible en las paredes de la cámara de combustión en fase líquida. Al generarse puntos donde el aumento de temperatura evapore el combustible, se presentará una formación de zonas ricas en combustible que afectan fuertemente las emisiones de HC, CO y material particulado, dada la falta de oxígeno disponible para la formación de CO₂.

Adicionalmente, se afecta el consumo de combustible, dado que parte de él no libera todo su potencial energético y se fomenta la dilución del aceite lubricante del motor, al presentarse dicho combustible en fase líquida y penetrar hacia la parte baja del cilindro. El reto entonces radica en garantizar que la mezcla sea homogénea y que se encuentre 100% en fase gaseosa. Por ello en combustibles pesados es más crítico que en aquellos con una alta capacidad para evaporarse, como es el caso de los combustibles de interés en este estudio, etanol y sus mezclas con agua [12].

Adicionalmente, se ha encontrado que existe un grado de equilibrio entre la no homogeneidad de la mezcla y los efectos nocivos de este fenómeno, dado que se ha encontrado que una mezcla completamente homogénea tiende a generar unas emisiones más altas en óxidos de nitrógeno. Por tal motivo el poder variar dichas condiciones mediante la configuración del sistema de inyección de combustible, presión, geometría y turbulencia dentro del múltiple de admisión es clave a la hora de encontrar el balance justo para reducir las emisiones al mínimo [20].

En función de dichas emisiones de óxidos de nitrógeno, se puede potenciar el uso de sistemas de inyección parcial o alternada, así como técnicas combinadas de disparo de chispa secundaria.

Hasta el momento, los resultados experimentales de los motores HCCI muestran emisiones de Óxidos de nitrógeno bajas a baja carga, pero los modelos computacionales indican que hacia niveles de carga altos equiparán las emisiones de Óxidos de nitrógeno de motores diesel, de no optimizar el proceso de combustión [21] [22] [23].

Adicionalmente existe la alternativa de sobrecargar el motor mediante el uso de compresores de accionamiento mecánico o mediante turbinas ubicadas en el sistema de escape para incrementar la carga máxima entregada por el motor manteniendo la condición de mezcla pobre del motor.

Por último, la operación de dichos motores se puede combinar mediante el accionamiento dual entre ciclo diesel o encendido por chispa para los regímenes de carga en donde la operación HCCI presenta niveles de emisión contaminante altos y reducción en la eficiencia energética [20].

1.4 Antecedentes.

En 2005, Megaritis, et al., compilaban un estudio completo de combustión de mezclas de etanol, en motores de combustión interna HCCI que permite relacionar unas condiciones base de operación de este tipo de motores, para las condiciones específicas de la prueba, encontrando como las emisiones de Óxidos de nitrógeno son notablemente bajas, y la condición de aspiración natural no presenta un desempeño óptimo, notando como en sistemas de admisión forzada, se obtiene mejores prestaciones, con un incremento de emisiones de Óxidos de nitrógeno despreciables (no mayores a 0,02g/kWh). Así mismo se destacan las condiciones de temperatura en el múltiple de admisión óptimas, entre 100 y 110 ° Celsius, y un comportamiento paramétrico, donde se puede señalar las altas temperaturas de admisión y relaciones de compresión necesarias para una óptima operación en condiciones de aspiración natural, las cuales decrecen en función del aumento de la presión de admisión y el uso de válvulas de recirculación de gases [24].

Para 2010, Machado Corrêa, Sergio. Arbillá, Graciela, Monteiro, Eduardo. Quitério, Lorena. de Souza Guimarães, Claudinei. Vanni, Luciana. , demostraron como la matriz de combustible usada en Brasil, única en todo el mundo, el uso intensivo de etanol, gasohol (gasolina con 25% v/v de etanol), gas comprimido natural (CNG), y el biodiesel conllevan a una particular composición de la atmósfera urbana. Desde 1998 hasta 2002 se observó un incremento en los niveles de formaldehído y desde entonces, una reducción. En este trabajo se presentó una campaña de monitoreo que se ejecutó desde marzo de 2001 hasta febrero de 2009 con el muestreo cada madrugada de cada miércoles soleado con un total de 183 muestras. El resultado indicó una fuerte reducción en los niveles de formaldehído desde 2004 (un promedio de 135.8 $\mu\text{g}\cdot\text{m}^{-3}$) a 2009 (un promedio de 49.3 $\mu\text{g}\cdot\text{m}^{-3}$). Los niveles de acetaldehído mostraron una leve reducción (un promedio de 34.9 $\mu\text{g}\cdot\text{m}^{-3}$) a 2009 (un promedio de 26.8 $\mu\text{g}\cdot\text{m}^{-3}$). Comparando los resultados con la concurrente evolución de la flota y la composición del combustible, se indicó que los niveles observados de formaldehído pueden ser asociados con el incremento del uso de etanol y el uso de gas natural comprimido (GNC) usado por máquinas con tecnología mejorada en comparación a las primeras máquinas CNG.

En 2010 Hunter et al, en base a trabajos previos, realizaron una experimentación en un motor HCCI, para analizar el efecto de la fracción de mezcla de agua en etanol, en función de los límites de operación del motor, las temperaturas de admisión, la energía liberada y las emisiones producidas, para mezclas entre 100% y 40% de etanol en agua. Ellos encontraron como una relación de mezcla de etanol en agua mayor, reduce la temperatura de admisión necesaria, también notaron como el punto límite de operación del motor fue mediante la alimentación con una mezcla de etanol en agua no inferior al 60%, pues se hacía muy difícil la operación para un etanol hidratado al 60%. La Energía liberada se demostró que no decae en más de un 30% para mezclas de hasta un 40% de agua en mezcla etanol agua. Por último se evidenció como las emisiones de hidrocarburos sin quemar y monóxido de carbono aumentan considerablemente al adicionar agua al etanol, mientras que las emisiones de oxígeno se reducen en mezclas hidratadas, y el comportamiento de los óxidos de nitrógeno no tiene variaciones considerables [25] [26].

En 2007 Megaritis et al, estudiaron el efecto de la inyección de agua al etanol que ingresa en la mezcla de aire-combustible, como método de control de la combustión en un motor HCCI. Dicha experimentación se evidencia que para una mezcla superior al 10% de agua en el etanol, las emisiones se elevan y la operación del motor se hace excesivamente ruidosa e induce vibraciones peligrosas para la integridad del equipo en un tiempo de operación prolongado. Así mismo, con la adición de agua, no se logra una reducción de los picos de presión en la cámara de combustión, debido a que la mezcla de agua actúa como retardante de la combustión al disminuir los niveles de dilución [24].

En 2010, Sjöberg et al, analizaron el efecto de una válvula de recirculación de gases del escape en la auto ignición de etanol en un motor HCCI. Ellos encontraron que el etanol es una molécula estable que no reacciona ante la adición de gases de escape en el múltiple de admisión, y también que el cambio en las concentraciones de O₂ en la mezcla de aire-combustible no tienen un especial efecto en las temperaturas de admisión necesarias para realizar la auto ignición [27].

En función de estas experiencias, es claro que el proceso de combustión HCCI tiene potencial para operar con etanol hidratado, presentando unas prestaciones inferiores a las obtenidas en operación con etanol anhidro. Así mismo, los niveles de emisión contaminante deben aumentar, pero en un margen reducido que no permita eliminar las cualidades de los motores HCCI de bajos niveles de monóxido de carbono y óxidos de nitrógeno. Por otro lado la formación de material particulado debe ser despreciable para toda condición de operación y mezcla de combustible utilizada. Las eficiencias de ciclo para la operación HCCI debe estar en el orden de los motores encendidos por compresión y por ende se espera tener un menor consumo de combustible respecto a la operación de un motor en modo encendido por chispa.

1.5 Análisis económico y medio ambiental.

Los efectos secundarios de los combustibles fósiles sobre el medio ambiente y la salud humana son ampliamente conocidos y estudiados, esto abre espacio al uso de combustibles alternativos y biocombustibles como el etanol, el cual ha aumentado su aplicación especialmente en mezclas con combustibles de origen fósil (i.e. E10 – 10% Etanol 90% Gasolina). Sin embargo, la tendencia mundial apunta a la eliminación total de éste último tipo de combustible y hacer uso de opciones más saludables, amigables con el medio ambiente y económicamente viables.

En lo últimos años el etanol se ha presentado como una de las opciones más fuertes para el reemplazo de combustibles tradicionales, especialmente en su estado anhidro e hidratado (E100 y E80 - 80% Etanol y 20% Agua) y se ha comprobado un uso exitoso en países como Brasil y Suecia, por lo tanto, es posible considerar su aplicación en el mercado colombiano. Sin embargo, para llegar a esto, se requiere de una gran serie de estudios sobre éste tipo de combustibles en las condiciones de Colombia, ya que es muy limitada la información sobre uso de este combustible en el país. Por lo tanto, el realizar una serie de estudios sobre motores operados en Colombia, se convierte en algo imprescindible para garantizar buenos resultados al utilizar etanol hidratado o anhidro como combustible alternativo en el país.

Por otra parte, en el tema de emisiones de fuentes móviles, hay aspectos en el uso de etanol y las mezclas con otros combustibles que no se han estudiado con profundidad, y los posibles beneficios en la reducción de emisiones contaminantes reguladas, como son los hidrocarburos sin quemar y el monóxido de carbono que se contrastan con la producción de otros contaminantes más peligrosos, como son los aldehídos y compuestos aromáticos como el benceno.

Si se considera el potencial del uso de etanol en Colombia de acuerdo con las políticas que están enfocadas a su uso intensivo, la posibilidad del uso de alcohol hidratado en motores de combustión interna y el consecuente uso de tecnologías de motores que se irán introduciendo al país para este fin, es pertinente tener una aproximación en la estimación de las emisiones reguladas y en particular las no reguladas, con el fin de evaluar de forma preliminar la producción de contaminantes altamente tóxicos, y que permita tener una aproximación para estimar los beneficios y problemas ambientales más allá de considerar al etanol como un combustible renovable y alternativo, y que pueda ser el punto de partida para estudios más detallados que busquen demostrar la viabilidad en materia ambiental de la implementación del etanol como combustible para vehículos automotores, ahora que está reglamentada la introducción al país de vehículos flexibles en el uso de combustible con mezclas más altas de etanol (E85), a partir del 1 de enero de 2011 [9].

Finalmente, se puede destacar la importancia de explorar el uso del etanol hidratado, como combustible alternativo, en detrimento del uso de etanol anhidro, en busca de mejorar el balance energético entre el proceso de obtención del combustible y posterior potencial de uso. Esto permite enfocar el estudio de este combustible, hacia las diferentes concentraciones de agua en etanol hidratado, para poder contrastar su rendimiento, costo y característica de emisión, sabiendo que la obtención de etanol anhidro es más costosa, y su aplicación en otros países ha sido poco satisfactoria, al realizar un comparativo económico y energético, tanto con el mismo etanol hidratado, como con otros combustibles alternativos, o el combustible fósil de referencial, el cual se busca reemplazar.

En esta experimentación, se plantea el análisis comparativo de la operación de un motor HCCI con etanol anhidro E100 y etanol mezclado con un 20% de agua en volumen, E80, en donde se evaluará la eficiencia del ciclo, prestaciones y emisiones contaminantes de

dicho motor. Así mismo se presentará un análisis que permita determinar el potencial de este tipo de combustible y ciclo de combustión en su aplicación en la industria, así como las limitantes del mismo y los aspectos principales de desarrollo y estudio que permitan mejorar las condiciones de operación y rango de uso de este tipo de motores alimentados por combustibles de origen renovable, en este caso etanol y etanol E80.

2. Descripción Experimental

Este capítulo incluye el desarrollo de actividades que se han llevado a cabo para la adecuación de un motor HCCI que opere con combustibles alternativos y combustibles fósiles convencionales. La primera fase corresponde a la identificación de requerimientos técnicos del banco dinamométrico y por ende las modificaciones y adaptaciones necesarias a realizar dados los recursos y equipos disponibles. Para ello se adaptó un motor encendido por chispa convencional, junto a un generador eléctrico con un banco de resistencias que actúa como carga al motor. Un arrancador controlado mediante un variador de frecuencia es acoplado al motor para realizar las tareas de ajuste de inyección y encendido y el arranque del motor en procesos de combustión. Un sistema de control electrónico es implementado al motor junto con un sistema de toma de datos de presión de la cámara de combustión de alta precisión, que permite estudiar el proceso de combustión.

2.1 Planteamiento del problema

Análisis de las necesidades.

La operación de un motor en modo HCCI requiere el control de una serie de variables de común manipulación en motores de combustión interna, junto con otras características especiales. Entre los parámetros que se deberían poder controlar en el banco dinamométrico se destacan los siguientes:

- Permitir el uso de relaciones de aire / combustible variables, con fácil ajuste y verificación de las mismas.

- Garantizar que el suministro de combustible al motor sea en un instante específico del ciclo completo de combustión, con la posibilidad de ajustarlo según la necesidad.
- Permitir la operación del motor en modo tradicional encendido por chispa o encendido por compresión para poder elevar la temperatura del bloque y componentes del motor y no hacer un arranque en frío desde modo HCCI. Adicionalmente permitirá obtener una línea base de trabajo del motor en su condición estándar, y validar la operatividad de los diferentes componentes del banco dinamométrico.
- Incluir un motor de arranque que permita operar el equipo en modo "*Motoring Mode*²" de manera que se pueda estimar la relación de compresión y validar modificaciones hechas a los componentes del mismo.
- Contar con la habilidad de frenar el motor en un rango de velocidad de giro para los diferentes modos en que sea operado el equipo.
- Permitir la aplicación de carga en el freno de manera gradual y con ajuste fino.
- Ubicar sensores de presión y temperatura en el múltiple de escape y admisión, adecuar este último para el uso de un medidor de flujo de aire que ingresa al motor.
- Adecuar un sistema de toma de muestra de gases de escape para los diferentes equipos de análisis de emisiones contaminantes.

En función de las necesidades del banco dinamométrico para poder realizar el experimento en modo HCCI, se desarrolló la adaptación y puesta a punto de un motor convencional encendido por chispa y los demás componentes necesarios, proceso descrito a continuación.

² Modo de operación en el cual el motor admite, comprime, expande y expulsa aire, para evaluar la eficiencia volumétrica del equipo y las condiciones de presión dentro de la cámara de combustión sin presentarse un proceso de combustión al no adicionar combustible al aire.

2.2 Implementación de un banco dinamométrico para operación HCCI.

A continuación se detalla el proceso de ajuste, modificación y puesta a punto del banco dinamométrico y su respectiva adecuación para la operación en modo HCCI Figura 3.

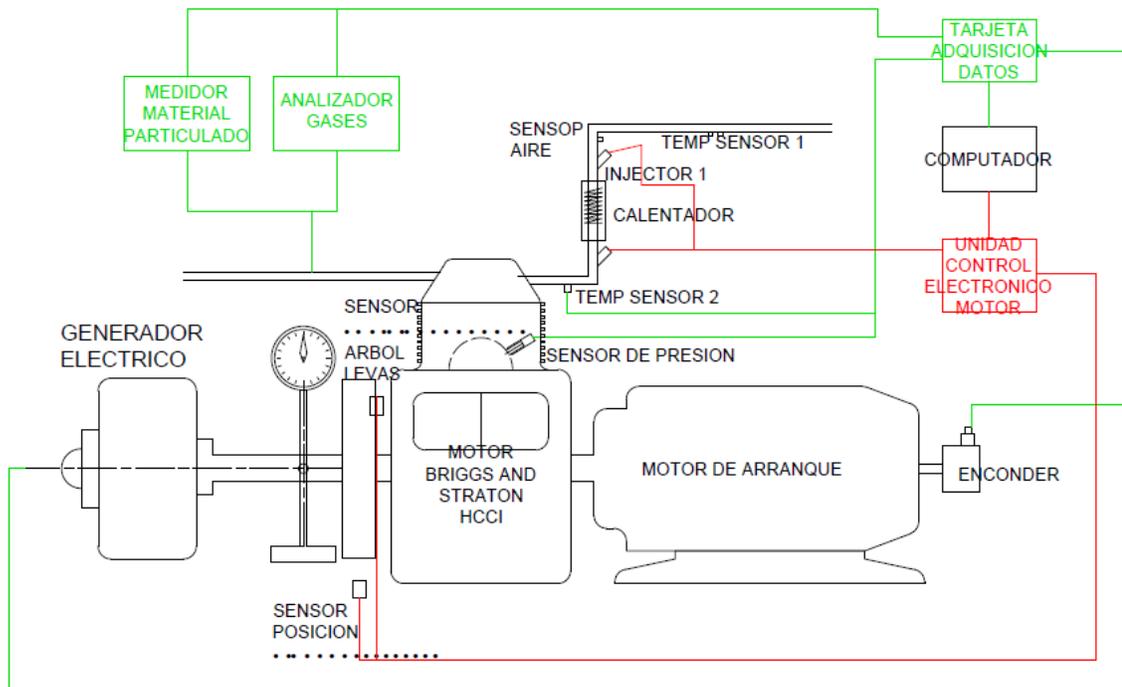


Figura 3. Montaje banco dinamométrico HCCI. Fuente: Autor

2.2.1 Motor

Este motor es un Briggs and Stratton (BAS) “*Vanguard 9hp modelo 161432*”, el cual es un motor encendido por chispa, de 0.268 litros de volumen de desplazamiento, cilindro inclinado a 45° y cuyo uso dista mucho de aplicaciones de investigación, con un enfoque dirigido hacia aplicaciones de accionamiento de bombas y uso general en labores agrícolas.

Las especificaciones generales del motor según la hoja técnica de fábrica se enuncian a continuación en la Tabla 1.

Tabla 1. Especificaciones motor Briggs And Stratton. Fuente: Autor.

Tipo	Monocilindrico 4T aspiración natural
Válvulas	2, asimétricas
Squish	1 mm
Eje de levas	1 eje de levas en el bloque
Desplazamiento Vol.	0.268 litros
Diametro del cilindro	76 mm
Carrera del cilindro	59.25 mm
Relación de compresión	8.37 : 1
Alimentación	Carburador 20mm mariposa
Encendido.	Bobina de descargadirecta
Arranque.	Polea
PotenciaMáx	6.7 kW / 3600 rpm
Torque Máx	15 Nm / 2500 rpm

Al partir de un motor que se alejaba tanto de las características de un motor de investigación, se realizó una profunda intervención del mismo que se describen en los apartes que se presentan a continuación.

Medición dimensional de los componentes móviles del sistema reciprocante.

A continuación se enuncian las principales mediciones realizadas al motor. Con la información de la Tabla 2, se procedió a realizar un modelamiento de la cámara de combustión del motor, que junto con un escaneo tridimensional de la misma permitió generar unas condiciones de referencia para la operación del motor en modo HCCL, así como conocer el valor aproximado de relación de compresión necesario para lograr combustión en dicho modo. Este trabajo fue realizado por José David Tamara con base a la información suministrada por el autor de esta investigación [28].

Tabla 2. Dimensiones de componentes del motor BAS. Fuente: Autor.

Medida	valor [mm]
Distancia entre centros biela	107.5
Diámetro bulón	20
Diámetro asiento cigüeñal	36
Levantamiento de válvulas	5
Calibre válvulas	0.15

Diseño y fabricación de sistemas de acople motor / arrancador

El motor cuenta con un eje cigüeñal extendido, en donde nominalmente se ubica la polea o acople para transmitir el movimiento. Este eje es ideal para el acoplamiento motor / freno. En este tipo de junta, se ubicó un acoplamiento tipo cadena marca Intermecc referencia C60-18 [29].

Como no se dispone de un motor / generador, se opta por ubicar un motor en el extremo contrario al eje de salida del motor BAS. En esta parte, se ubica el volante y el mecanismo de polea para el arranque (Figura 4).



Figura 4. Mecanismo de arranque por polea original del motor. Fuente: Autor.



Figura 5. Acople motor eléctrico de arranque – volante de motor BAS. Fuente: Autor.

Se retira el mecanismo, la tapa metálica que recubre el volante y se diseña un acople especial, que se ancle al volante y permita el acoplamiento con un motor eléctrico (Figura

5. Acople motor eléctrico de arranque – volante de motor BAS.Figura 5). El volante se encuentra acoplado al eje del cigüeñal.

Determinación de perfiles de válvulas

Mediante el uso de un encoder de eje, este dispositivo convierte la posición angular de un eje en una señal análoga o digital que es utilizada como referencia o sensor de un sistema [30]. A medida que el eje gira, se determina su posición comparando la cantidad de pasos del disco sensor del encoder en un determinado tiempo. Entre más pasos tiene este disco, más precisión se tiene en la posición del eje. En este caso, se obtiene la información exacta de la posición del cigüeñal respecto al punto muerto superior, con la cual se realizó el trazado de las curvas de apertura de las válvulas. Estos perfiles se obtienen, al realizar un proceso iterativo donde se rota el cigüeñal y se marca mediante un comparador de carátula la posición de la leva. Los resultados de esta medición se presentan en la Tabla 3.

Tabla 3. Perfiles de apertura de válvulas. Fuente: Autor.

Evento	CAD ^{3*}
Apertura VA ⁴	324
Máxima Apertura VA	464
Inicio Cierre VA	485
Cierre VA	625
Apertura VE ⁵	130
Máxima Apertura VE	245
Inicio Cierre VE	260
Cierre VE	375

**La referencia del levantamiento de válvulas corresponde al PMS cuando el pistón se encuentra en compresión.*

³ Angulo del cigüeñal o grados CAD (Crank Angle Degree)

⁴ VA: Válvula de Admisión

⁵ VE: Válvula de escape

Escaneo 3D de la cámara de combustión

Para conocer el volumen real de la cámara de combustión, se procedió a escanear la superficie de la misma para obtener una imagen computacional que pudiese ser procesada mediante el uso de software de diseño y con ello modelar las modificaciones que deben ser realizadas a la culata y estimar las mismas de manera que se obtenga la relación de compresión adecuada.

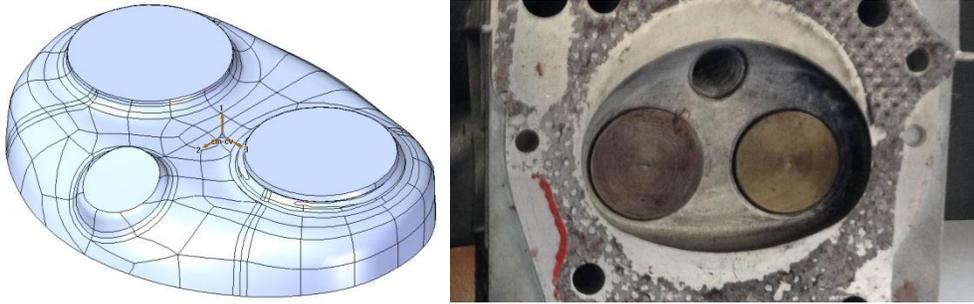


Figura 6. Sólido obtenido del escaneo 3D de la culata. Fuente: Autor.

Verificación de la relación de compresión.

Para verificar la relación de compresión inicial del motor, se instaló el sensor de presión y se procedió a operar el motor en modo *Motoring Mode*. De esta manera se confirmó el valor de relación de compresión estimado mediante los volúmenes existentes de fábrica y se comparó con el valor dado por el fabricante.

El valor medido fue de 8.37:1 mientras que el fabricante notaba una relación de compresión de 7.8:1. Esta variación se debe al uso de un empaque de culata de menor espesor durante las pruebas de verificación.

Posteriormente en este documento, sección 3.3.4, se detalla el procesamiento de la señal de presión para obtener la relación de compresión.

Modificación de la relación de compresión.

Para modificar la relación de compresión, se procedió a retirar material de la base de la culata. Según la estimación hecha al modelo 3D, era necesario retirar 6 mm de la superficie para obtener una relación cercana a 15.6:1.

Considerando la modificación a realizar, se adquirió una culata nueva para el motor, la cual fue objeto de mecanización mediante fresado en un equipo CNC⁶, para garantizar que se mantuviese el acabado y que la precisión del corte era superior a 0.05 mm. Al conservar la culata original, se podría trabajar con ella en ciclos ENCENDIDO POR CHISPA con relación de compresión baja, mientras que la culata modificada sería la culata HCCI de alta compresión. En la Figura 7 se evidencia la diferencia en geometrías entre la culata original y la culata modificada.



Figura 7. Culata modificada (izq), culata original (der). Fuente: Autor.

Diseño de sistema simulador de eje de levas.

El motor, cuenta con el eje de levas en el bloque, confinado entre la tapa del bloque y este mismo. En un uso normal de este motor, únicamente para tareas de mantenimiento se puede tener acceso dicho eje, por lo que su movimiento no es posible medirlo o monitorearlo. Para la gestión de motor, se requiere la referencia de velocidad de giro del árbol de levas, el cual rota a la mitad de la velocidad de giro del cigüeñal, al ser un motor 4 tiempos.

⁶ CNC: Control Numérico Computarizado.

Al ser necesaria esta referencia, se diseñó un sistema de engranajes que se ubica en el exterior del bloque del motor, el cual ubica un piñón en el cigüeñal que acciona un engranaje soportado por una estructura que contiene un eje portante. En esta pieza, Figura 8, también se ubica el sensor de velocidad de la ECU⁷ el cual se activa mediante un tornillo roscado en el engranaje. Piñón y engranaje son fabricados en Nylon de alta densidad, con 20 y 40 dientes respectivamente y módulo 2mm.



Figura 8. Simulador eje de levas con sensor de velocidad de giro. Fuente: Autor.

2.2.2 Dispositivo de arranque.

Para el arranque del motor, se requiere de un motor con la capacidad de inducir movimiento por periodos de tiempo considerables (hasta 20 min de manera continua) de manera que se pueda operar en *motoring mode*, verificar operatividad de sistemas y lógicamente generar las condiciones necesarias para el encendido del motor de combustión interna. Por tal motivo, el motor de arranque opcional que provee el

⁷ ECU: Unidad de Control Electrónico (por sus siglas en inglés Electronic Control Unit)

fabricante del motor BAS se descarta, ya que este tiene un principio de trabajo especial para inducir el movimiento mínimo para el encendido. Al tener una mayor relación de compresión en el motor y / o prolongar el tiempo de accionamiento, se comprometería seriamente la operatividad del arrancador.

Como tampoco era posible que el generador eléctrico fuese a su vez motor de arranque, se instaló un motor eléctrico trifásico Siemens de 3.7kW a 3460 rpm, el cual es controlado mediante un variador de frecuencia marca Emerson modelo Comander SK2203. Este variador tiene capacidad de controlar equipos de hasta 7.5 kW, cuenta con protección de sobrecarga y comunicación mediante protocolo rs485 y puerto rj45 con el computador mediante software del mismo fabricante. El equipo ha sido instalado junto con un contactor magnético marca General Electric y una protección térmica de sobre carga marca Chint. Adicionalmente se instaló un botón de parada de emergencia y testigos lumínicos adicionales a los contenidos en la pantalla del variador. Todo el montaje ha sido realizado por el autor, siguiendo los manuales de instalación del fabricante como para el diseño e implementación del circuito.

2.2.3 Freno.

Para el frenado y adición de carga se ha instalado un generador eléctrico marca Dudy de 6.7 kW, monofásico, con velocidad de operación de 3600 rpm. Este generador ha sido modificado para ampliar su rango de operación y permitir que genere carga eléctrica entre 2500 y 3600 rpm, con la adición de un condensador de mayor capacidad. Esto permite hacer pruebas en diferentes velocidades de giro del motor. En su acoplamiento se usó una transmisión por cadena que aumenta la velocidad de giro del generador 1.8 veces respecto a la velocidad de giro del motor. Esta disposición permitió en las pruebas en modo HCCI aplicar carga en el rango óptimo del generador, teniendo en cuenta que el proceso HCCI se obtuvo en velocidades de giro inferiores a las de operación convencional del motor en modo encendido por chispa.

2.2.4 Control electrónico.

Mediante el control electrónico se puede ajustar en tiempo real la forma en la que se entrega el combustible en el múltiple de admisión. Para tal fin, la ECU utiliza una serie de sensores los cuales alimentan un sistema de procesamiento que ajusta la cantidad de combustible y el momento en el cual es entregada. Dicho procesamiento, está ligado un mapa de inyección que se desarrolla específicamente para el motor, el tipo de combustible y el modo a operar. En este caso se utilizaron los siguientes componentes en el motor:

- Inyector.

Inyector de combustible marca Delphi referencia Multec 2 Shorty Style. Este es un inyector con capacidad de suministrar hasta 17 kg/hr de combustible, con especial aplicación en motores marinos o en motores de alto desempeño usados en competencias automotrices, dado que puede operar con gasolina, etanol, mezclas de etanol y gasolina, alcoholes y gasolinas ligeras. Presión de operación 4 bares. Presión máxima admisible 6.6 bares. Ángulo de atomización 20 a 24 grados. Tres orificios de atomización. [31].

- Bomba de combustible.

Bomba de combustible original de un motor Suzuki 1.3 lts, de tipo sumergido, presión de operación 7 bares, flujo máximo 27.5 kg/hr.

- Sensores de punto muerto superior y velocidad de giro del cigüeñal.

Sensor de posición ferro magnético AECO con distancia de encendido 1.5 mm, voltaje de alimentación 5- 20 V, frecuencia 2000 hz. Con la instalación de estos dos sensores se provee a la ECU de la velocidad de giro del motor y de la posición del eje cigüeñal.

- Sistema de encendido.

El sistema de encendido del motor, no es necesario en la operación HCCI. A pesar de ello, se instaló para poder obtener una línea base de la operación del motor en modo encendido por chispa y también para favorecer el proceso de calentamiento del bloque motor y del inicio del proceso de combustión HCCI. Para ello se utilizaron los siguientes elementos:

- Bobina de alta descarga capacitiva. para un circuito de encendido controlado desde un transistor externo y con distribución específica.
- Módulo de encendido HEI de 4 entradas. Este módulo permite a la ECU controlar el momento en el cual se realiza la descarga de la batería. debido a que solo se tiene un cilindro, se ajusta una salida de la ECU que envía una señal al módulo, y este cierra el circuito de la bobina descargando la corriente de alto voltaje hacia la bujía.
- Cuerpo de aceleración. Al configurar el motor para poder operar en modo encendido por chispa, se hace necesario utilizar un cuerpo de aceleración. Para tal fin se instaló este dispositivo de un motor marca Hyundai referencia Kappa II 1.0 litros 12 válvulas, el cual tiene un sensor de posición TPS de 5 voltios y el montaje para accionarlo mecánicamente con un cable de acero.

2.2.5 Sistemas de adquisición de datos de presión.

Para realizar el análisis del proceso de combustión se implementó un sistema de lectura de la presión dentro de la cámara de combustión con el fin de caracterizar el proceso de combustión, y que permite determinar los siguientes parámetros del mismo:

- Arranque de la combustión
- Presión máxima dentro de la cámara
- Trabajo indicado
- Razón de liberación de calor
- Coeficiente de variación ciclo a ciclo.

El sistema de adquisición de datos de presión ha sido implementado en el software LabView [32], donde se procesa la señal adquirida de presión, la cual toma como referencia la señal del encoder. La cadena lógica de este código se presenta en la Figura 9.

La primera parte corresponde a la adquisición de datos del sistema. En esta el código lee la frecuencia a la cual está muestreando el encoder y realiza la toma de datos de presión en función de este. Por cada pulso del encoder se toma un valor de presión hasta completar un ciclo que corresponde a 2048 datos, es decir a dos vueltas del cigüeñal o un ciclo completo de combustión.

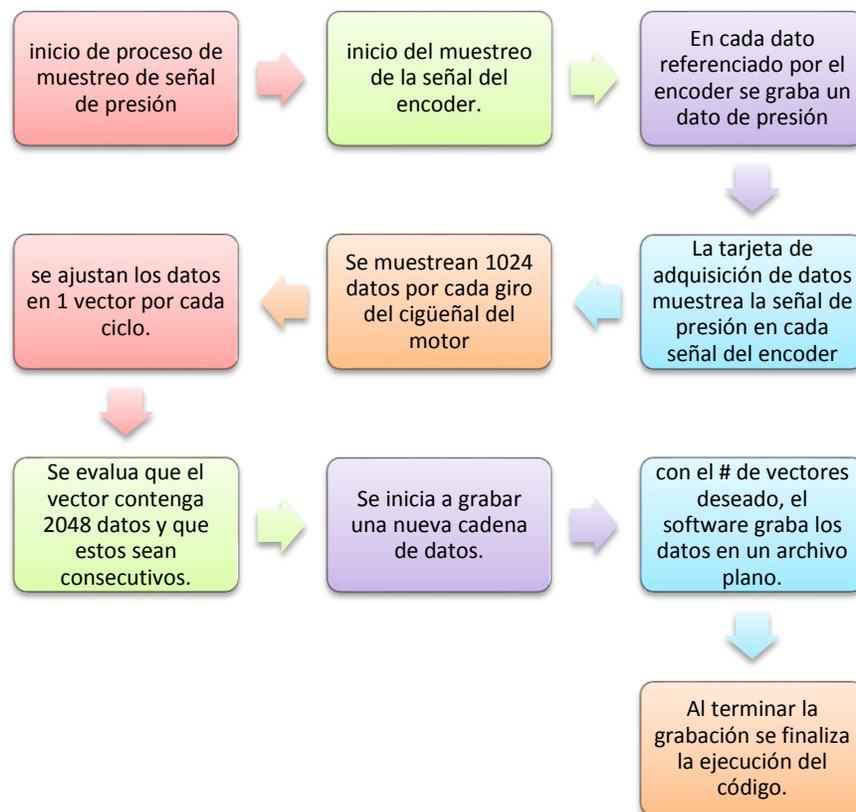


Figura 9. Cadena lógica de la toma de datos de presión para el motor HCCI. Fuente: Autor.

Posteriormente se procesa la señal adquirida y se evalúa la calidad de esta. Si los ciclos adquiridos no tienen el tamaño adecuado o no fueron tomados de manera continua los

datos son rechazados, se hace la comparación lógica entre la señal adquirida y que se almacena en un vector de 2048 datos.

Adicionalmente son presentados los datos en forma gráfica y se presenta también la lectura de la cantidad de datos que se deben adquirir.

Posterior el ciclo vuelve a comenzar para adquirir un nuevo vector de 2048 datos que se ajustan junto con los vectores de datos previamente adquiridos. Un vector diferente es asignado a cada ciclo lo que simplifica el proceso de procesamiento de datos posterior a la toma de muestras.

Cuando se han completado la toma de datos de los ciclos de combustión deseados, estos son grabados en un archivo de texto plano, que posteriormente será procesado mediante el uso de herramientas como Excel o Matlab.

2.2.6 Medición de presión.

- Sensor piezo-eléctrico Kistler 6118BFD16

Se seleccionó un sensor de presión para monitoreo de motores de combustión interna, con diseño específico de resistencia a altas temperaturas, insolación de ruido electromagnético y principio de operación mediante piezo eléctrico de alta sensibilidad. Este sensor cuenta con un acoplamiento dentro de una bujía especial en acero inoxidable mediante mecanización CNC. La bujía es de tipo Fría Bosch de un electrodo y alta descarga. [33]. Las especificaciones técnicas se presentan en la Tabla 4.

Características Principales Kistler 6118BFD16

Tabla 4. Características Principales Kistler 6118BFD16. Ajustado de [33]

Rango de medición	0 : 300 bar
sobre rango	300 bar
Sensibilidad	36 pC/bar
Frecuencia natural	> 70 Khz
Temperatura de operación	- 20 : 350 °C
Resistencia de insulación	>1013 Ω
Temperatura min/máx.	-50/400 °C
Linealidad	$\leq \pm 0,4$ %FSO

- Amplificador de carga de modo dual Kistler 5018

Debido al principio físico de operación del sensor de presión, es necesario amplificar la señal de este mediante un equipo que entrega una salida de voltaje en un rango de 0 a 10 voltios en proporción de la señal del sensor que en este caso es del orden de mV. En el caso del equipo usado, cuenta con paralela de voltaje en rangos escalables según la salida del piezo eléctrico. Permite un filtrado previo de la señal según el tipo de medición a realizar, con modos especiales para motores de combustión interna [34].

2.2.7 Sistemas de adquisición de datos.

NI USB-6212

Para la adquisición de señales es usado un equipo National Instruments referencia USB 6212. Ofrece 16 entradas analógicas, velocidad de muestreo de 400 kS/. En particular este equipo cuenta con entradas de conectores BNC blindados que reducen el ruido en la señal y permiten mejores velocidades de muestreo.

Encoder.

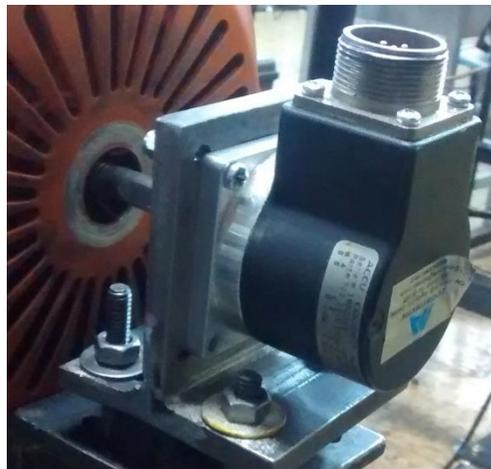


Figura 10. Encoder óptico. Fuente: Autor.

Encoder óptico ACCU Coder de trabajo pesado. 1024 datos por revolución en salida de doble canal en cuadratura de 180° y canal indexado. Alimentación de 5 voltios. Velocidad máxima de rotación [35].

2.2.8 Gestión de Motor.

Para la gestión del motor se utilizó una ECU marca Haltech modelo Spring 500. Este es un equipo programable con capacidad de gestionar motores de hasta 8 cilindros. Permite realizar un completo control de la inyección y encendido del motor mediante la lectura de sensores en el motor y con la posibilidad de operar el sistema de suministro de combustible, sobrecarga de aire, entre otros. Cuenta con un sensor de presión de vacío en la admisión interno de hasta 1 bar, el cual fue usado en esta investigación para conocer la cantidad de aire que ingresaba en el motor. Permite la inyección de combustible secuencial, multipunto o semi-secuencial, en el caso de la operación HCCI se utilizó una inyección de combustible por ciclo de combustión, en el momento en el cual el motor está en la carrera de compresión. La gobernación del motor se realiza mediante medición del aire que ingresa al motor o la posición del acelerador. En las pruebas en modo HCCI se realizó mediante la medición de aire al no existir acelerador en esta configuración.

2.2.9 Otros

- Medidor de temperaturas Fluke 51 Desde -100 °C: J, K, T, E, y tipo N : $\pm[0.05\% + 0.3^{\circ}\text{C}]$.
- Medidor de aire por tanque de aforo, presión diferencial.
- Pinza amperimétrica AEMC MR461, corriente AC y DC, Rango 0 a 600 A, comunicación BNC, precisión 0.1 A, salida mv/A.
- Sensor de posición ferromagnético AECO distancia de encendido 1.5 mm, voltaje de alimentación 5- 20 V, frecuencia 2000 hz.

2.3 Equipos utilizados en la medición de emisiones contaminantes y material particulado.

Para evaluar el desempeño del motor en sus diferentes condiciones de operación desde el punto de vista de impacto medio ambiental, se utilizaron los siguientes equipos.

Tabla 5. Equipos de análisis de gases utilizados. Fuente: Autor con referencia a [35] [36] [37] [38]

Equipo	Descripción	Características
Dekati Elpi+	Medidor de material particulado. Permite conocer la concentración de partículas en la muestra en tamaño de 0 a 10 micras. Posee la capacidad de medir en 14 tamaños de partícula para así conocer la distribución de las concentraciones para los diferentes tamaños.	Rango medición 0 10 micras 14 rangos de medición por tamaño Muestreo 10 LPM
Dekati FPS4000	Sistema de muestreo de partículas ultra finas. Sistema de muestreo y dilución que garantiza las condiciones de temperatura y concentración de la muestra. Ideal para el muestreo de material particulado y para reducir la concentración en aquellos casos en que sea necesario con el fin de evitar la afectación de equipos de medición y muestreo por saturación de sensores.	Dilución hasta 200:1 Dos etapas de dilución Control de temperatura de muestra y aire de dilución Ajuste de relación de dilución automático Temperatura de muestreo hasta 300°C
Testo Nanomet NM3	Medidor de material particulado marca Testo modelo Nanomet3. Equipo de conteo de nanopartículas. Permite conocer la concentración de la muestra y el diámetro promedio de las partículas.	Rango de muestreo de 30 a 700 NM Estimación de diámetro promedio Remoción de compuestos volátiles Dilución de 30:1 o 200:1 [38]
Brain Bee AGS685	Analizador de gases CO, CO ₂ , Nox, O ₂ THC. De aplicación automotriz. Estimación de relación aire combustible, medición de temperatura de la muestra. Calibración mediante gas patrón.	Medición de CO de 0 a 9,99 %vol Res. 0,01, CO ₂ de 0 a 19,9 %vol Res. 0,1, THC hexano de 0 a 19.999 ppm vol, Óxidos de nitrógeno de 0 a 5000 ppm vol.

Testo 350	Analizador de gases. Medición de CO, Co2, THC, NO y NO2. Grabación de datos en tiempo real con resolución de 1 segundo.	Medición de CO (0...50 Vol %, resolución 0.01 Vol %,) CO2 (0...10000 ppm, resolución 1 ppm), THC base metano (100...40000 ppm) NO (4000 ppm, resolución 1 ppm) NO2 (0...500 ppm, resolución 0.1 ppm)
--------------	---	--

2.3.1 Experimentos de referencia.

Durante el proceso de desarrollo de esta investigación, fue posible acceder a datos reales de una experimentación realizada en la universidad de Minnesota en Estados Unidos, producto del trabajo durante los estudios doctorales del director de esta investigación, el profesor Helmer Acevedo Gamboa. A continuación se describen las características del equipo utilizado y de la experimentación realizada.

Motor

El motor usado en la parte experimental, es un motor Lister mono-cilíndrico, Las especificaciones técnicas del motor se encuentran en la Tabla 6. La unidad de control del motor (ECU) por sus siglas en inglés, es una Haltech E6X engine controller, y es usada para controlar la inyección de combustible. El múltiple de admisión fue modificado para aceptar el inyector de combustible y una resistencia de 1.5 kW que se utilizó para calentar el aire en la admisión. La presión se midió usando un transductor de presión piezoeléctrico Kistler 6125B, la señal de corriente proveniente del transductor de presión es convertida a una señal de voltaje usando un amplificador de carga Kistler 5010, la señal de voltaje se obtuvo a una razón de aproximadamente 10 veces por ángulo CAD del cigüeñal a través de una tarjeta de adquisición de datos 1608FS con un reloj interno. A la vez con un programa implementado en National Instruments LabVIEW se tomaron 100 ciclos de la señal de presión. [28] [39].

Tabla 6. Especificaciones del motor Lister de la Universidad de Minnesota. Ajustado de [39]

Tipo de motor	Lister monocilindrico
Admisión	Motor de Aspiración Natural
Desplazamiento	0.767 l
Diámetro X Carrera	90 x 120 mm
Relación de Compresión	Ajustable de 10:1 a 18:1
Refrigeración	Por Agua
Potencia	9 HP(6.62 kW) a 900 RPM
Velocidad giro cigüeñal	900 [RPM]
IVO	10 ATDC
IVC	34 ABDC
EVO	40 BBDC
EVC	15 ATDC

2.4 Metodología de ajuste y puesta a punto banco dinamométrico

Durante el proceso de puesta a punto del motor, se realizaron tareas específicas de trabajo mecánico en el ajuste de los tres componentes principales del sistema, motor, motor de arranque y freno, junto con la implementación de los diferentes sistemas de control y gestión del motor y de evaluación y toma de muestra de emisiones contaminantes. Estas tareas se describen de manera puntual a continuación:

2.4.1 Ajuste banco dinamométrico

Durante el proceso de acoplamiento de componentes en el banco dinamométrico, se tuvieron en cuenta las siguientes premisas con el fin de tener en cuenta el uso futuro diferente a los objetivos específicos de esta investigación. Es así como se priorizó mantener la flexibilidad la configuración del montaje, de manera que un componente pudiese ser utilizado de manera momentánea, permitir el uso de diferentes tipos de freno en función de la disponibilidad de los mismos y dar oportunidad a futuras modificaciones y explotación de otros usos del banco dinamométrico, en otras investigaciones y tareas

de docencia dentro del laboratorio. Adicionalmente es indispensable que el montaje cuente con la robustez necesaria para operar el equipo de manera continua y hacer repeticiones que permitan validar los resultados y determinar la confiabilidad de los mismos.

Para atender estas premisas se inició con una evaluación de los montajes hechos en el laboratorio y aquellas experiencias internacionales pertinentes. En este caso se tuvieron en cuenta el motor de la universidad de Minnesota [39], el montaje de motor Lister mono cilíndrico de la universidad Nacional y el montaje citado en la investigación de Dahl [14].

Partiendo de esta línea de montaje, se gestionaron los diferentes componentes, teniendo en cuenta el limitado presupuesto. Así se adquirieron de segunda mano el motor de arranque, el banco de pruebas o chasis y el mueble de instalación del variador de frecuencia. El motor se encontraba disponible en el laboratorio y se adquirieron la ECU de gestión de motor y el variador de frecuencia. Algunos sensores y actuadores fueron donados por el profesor Helmer Acevedo. La fabricación y adaptación de todos los componentes fue realizada por el autor de esta investigación en las instalaciones de los laboratorios de motores y diseño de máquinas de la Universidad Nacional.

2.4.2 Modificaciones y ejercicio de puesta a punto en operación HCCI

Posterior al montaje del banco, se realizaron tareas específicas de modificación al motor para obtener combustión HCCI. En este caso, al partir de un bloque encendido por chispa y con una relación de compresión baja, se aumentó la relación de compresión. A partir de los resultados obtenidos en la simulación realizada por José David Tamara [28], y con la referencia del motor de la universidad de Minnesota, se planteó una línea base de relación de compresión hasta obtener un valor de 14:1. Si el motor no operaba de la manera esperada, se debía aumentar la relación de compresión una unidad adicional, hasta 15:1. Este ejercicio se realizó hasta llegar al valor definitivo de 15.6:1 que fue el límite encontrado para no comprometer la integridad del motor. En esta condición el

motor operaba sin presencia de golpeteo (knock⁸) en modo HCCI y con presiones máximas que superaban hasta 4 veces la presión normal de operación del motor en condición de torque máximo (valores de hasta 46 bares en modo HCCI y 12 a 15 bares en modo encendido por chispa). Adicional a la relación de compresión se modificaba la cantidad de combustible en relaciones de aire/combustible entre 18:1 y 36:1 (la relación de aire combustible estequiométrica para el etanol E100 es de 9.:1) y la temperatura de admisión de la mezcla entre 80 y 140°C, siempre con referencia a simulaciones realizadas por José David Tamara y según los parámetros de operación de la experimentación de Dahl [14] y Roberts et al [13]

2.4.3 Pruebas de referencia y en modo HCCI

Las pruebas de referencia y la experimentación en modo HCCI hacen parte de los resultados finales de esta investigación. Como tal se ha planteado una cadena lógica de evaluación de las mismas, para permitir evidenciar los problemas e inconsistencias en los resultados, y definir los mecanismos para dar solución a los problemas presentes.

Dicho procedimiento se presenta a continuación.

Verificación del sistema de gestión de motor y de adquisición de datos. En esta fase se calibra la inyección de combustible en tiempo y cantidad inyectada. Así mismo se ajusta el disparo de la chispa para las pruebas de línea base en modo encendido por chispa. Posteriormente se opera el motor y se adquieren datos de presión que permitan validar la cantidad de datos adquiridos, coherencia de los datos y repetitividad de las pruebas

Se continúa con el ejercicio de evaluación del motor en línea base encendido por chispa. En este caso se obtiene una curva de potencia según prueba estándar de potencia al

⁸ Knock: conocido como golpeteo en castellano, corresponde a la combustión anormal dentro de un motor de combustión interna, donde se presenta encendido de la mezcla en zonas por fuera del frente de combustión generando dos o más frentes de llama que al chocar entre si generan picos de presión dentro de la cámara de combustión, ruido y vibraciones, así como una reducción importante en la eficiencia del proceso de combustión.

freno [40]. Solo se evalúa el motor con gasolina como combustible y se trata de obtener el mejor desempeño en su condición original, con la culata original y los sistemas de admisión y escape originales.

Al terminar la línea de referencia en modo encendido por chispa, se colocan los componentes específicos de operación HCCI, culata de alta compresión, múltiple de admisión y escape, calentador de aire en la admisión, ECU y sistemas de gestión de motor. Terminado el montaje y verificando que todo se encuentre operando de manera correcta, se procede a realizar las pruebas de evaluación en modo HCCI, siguiendo la matriz experimental planteada.

Debido a la falta de experiencias y referencias en la adecuación de un motor encendido por chispa para operar en modo HCCI, se siguió el siguiente procedimiento de iteración para optimizar el funcionamiento del motor.

- Definir cantidad de combustible inyectado y temperatura de admisión según resultados de simulación y valores de referencia de experiencias en otros motores.
- Variar la temperatura de admisión hasta la temperatura máxima admisible según el análisis del efecto de la temperatura de admisión en la eficiencia volumétrica.
- Aumentar la cantidad de combustible inyectado, verificando con un analizador de gases que las emisiones de hidrocarburos sin quemar y monóxido de carbono se mantengan estables a lo largo de la operación.
- Aumentar la contra presión en el múltiple de escape sin superar 1.25 veces el valor original del motor, operado en modo estándar encendido por chispa.
- Si al iterar con la modificación de cada variable el funcionamiento del equipo era incorrecto o no arrojaba los resultados esperados, se debía modificar la relación de compresión para iniciar nuevamente todo el proceso de evaluación.
- Cuando la operación del motor es adecuada y estable, se toman mediciones preliminares de valores de presión para evidenciar la variabilidad ciclo a ciclo.

3. Metodología de Análisis.

3.1 Evaluación y post procesamiento de resultados

Una vez realizado el ajuste y pruebas sobre el motor en su línea base y en modo HCCI, con los diferentes combustibles y condiciones planteadas, se procesan los datos para evidenciar la confiabilidad de los mismos. Esta evaluación se resume en los siguientes aspectos:

- Determinar el coeficiente de variación ciclo a ciclo, COV, que permita determinar en qué condiciones de operación el motor se comporta de manera estable y es posible garantizar repetitividad en los experimentos.
- Calcular los consumos de aire y combustible para determinar las relaciones de aire/combustible reales de la prueba. Si estas difieren por encima de un 10% del valor objetivo, se considera que los resultados no son válidos
- Calcular la potencia indicada de la prueba y validar los valores de presión según el estado de carga, velocidad de giro del motor y tipo de combustible. Debe existir coherencia entre las pruebas realizadas y de ser posible se contrastan con los resultados de la simulación de referencia y experiencias encontradas en bibliografía.
- Se evalúan los resultados emisiones contaminantes y material particulado. Según la experiencia del director e investigador se determina si los resultados tienen sentido. Posteriormente se comparan con los resultados de la prueba preliminar en modo encendido por chispa, los cuales dan una referencia en órdenes de magnitud para cada emisión.

3.2 Metodología experimental.

Para cumplir con los objetivos planteados en la investigación, una vez se encuentra operativo y en correcto funcionamiento el banco de pruebas y los equipos para la evaluación de desempeño y emisiones contaminantes, se tienen en cuenta las siguientes premisas.

Evaluar el efecto del agua en el etanol como combustible de un motor operado en modo HCCI. Para ello se hace una evaluación de referencia con etanol anhidro, E100, el cual es adquirido en la mayor pureza disponible en el mercado. Posteriormente se evalúa el motor con una mezcla de etanol con agua. Según lo planteado en el análisis del problema, a partir del 80% de pureza de etanol en el proceso de obtención del mismo, el costo de extracción de agua aumenta exponencialmente. Así mismo, y según referencias consultadas y la evaluación realizada en el laboratorio de la universidad de Minnesota, una cantidad mayor al 40% de agua en el etanol perjudica la calidad de combustión, emisiones y desempeño del motor. Por tal motivo se decide realizar la evaluación con una mezcla de 80% etanol y 20% de agua, E80 [39] [25] [26] [41].

La temperatura de admisión de la mezcla deberá permitir la evaporación del combustible en el múltiple de admisión, así como que la mezcla llegue al punto de autoencendido en la cámara de combustión al llegar al final de la carrera de compresión. Adicionalmente se debe evitar la reducción de la eficiencia volumétrica del motor. Es ideal evaluar el desempeño del motor en dos temperaturas de admisión de la mezcla de aire combustible, más se debe estudiar preliminarmente el efecto de dicha temperatura y la pertinencia o necesidad de hacer la evaluación en más o menos condiciones.

Como referencia de la investigación realizada en la Universidad de Minnesota [39] y por parte de José David Tamara [28], se definen las mismas relaciones de aire combustible para esta evaluación. Las mismas deberán ser validadas, y si el motor no lograra operar en las mismas, se procederá a plantear dos condiciones nuevas de evaluación.

A continuación, en la Tabla 7, se resume la matriz de experimentación:

Tabla 7. Matriz de experimentación. Fuente: Autor.

Admisión	Combustible	Carga	Temperatura Admisión
Aspiración natural (Presión en el múltiple de 75 KPa)	E100	1. Relación A/F baja 2. Relación A/F alta	T1, T2
	EH80		

3.3 Análisis de principios teóricos.

A continuación se consigna el análisis detallado de los procedimientos que se llevan a cabo para dar tratamiento a toda la información recogida durante el proceso de experimentación. Estas expresiones y el desarrollo del análisis teórico sobre motores de combustión interna, son tomados del estudio más detallado encontrado en los libros de [42] y [10].

3.3.1 Motor de combustión interna.

La potencia de salida del motor se conoce como Potencia Indicada, IP, y se calcula a partir de un diagrama PV (presión - volumen) indicador. Se basa en el trabajo del ciclo bruto realizado durante las carreras de compresión y de expansión. Todas las expresiones a continuación son para motores de ciclo de 4 tiempos, en donde son requeridas dos vueltas del eje cigüeñal para completar las 4 fases de dicho ciclo.

$$\begin{aligned}
 IP = \dot{W}_i &= \# \text{ cilindros} \frac{\text{trabajo neto del gas}}{\# \text{ revoluciones por ciclo}} \frac{\text{ciclos}}{\text{seg}} = k \left(\int_{\text{comp-expn.}} p dV \right) \frac{N \text{ [rev/sec]}}{2 \text{ [rev/ciclo]}} \\
 &= \left(k * IMEP * V_{d,cyl} \right) \frac{N}{2} \\
 &= k (W_{neto}) \frac{N}{2}
 \end{aligned} \tag{1}$$

La energía suministrada al por el gas procede de la combustión del combustible, y la eficiencia del ciclo indicado esencialmente es una medida de que tan eficientemente el ciclo del motor convierte la energía química del combustible en trabajo. Puesto que el agua de los productos se encuentra en estado gaseoso, es convencional utilizar el valor calorífico inferior del combustible, junto con la tasa de flujo de masa de combustible en la expresión de potencia indicada:

$$IP = \dot{W}_i = \eta_c \dot{m}_f e_c \quad (2)$$

La potencia de frenado, BP, es la salida de potencia neta disponible en el eje del motor. Esta es inferior a la potencia indicada, porque parte de la energía liberada en el proceso de combustión se pierde para superar la fricción de bombeo, la fricción asociada con los gases de escape - bucle de la ingesta en el diagrama PV (PP⁹), la fricción mecánica en los anillos, cojinetes, tren de válvulas (MP¹⁰), etc., además de la energía necesaria para moverlos accesorios tales como la bomba de aceite, bomba de agua, etc. (AP¹¹).

$$BP = IP - PP - AP - MP \quad (3)$$

Los tres últimos términos se agrupan en uno llamado potencia de fricción (FP).

$$\dot{W}_b = \dot{W}_i - \dot{W}_f \text{ or } BP = IP - FP \quad (4)$$

Otra forma de determinar la potencia al freno como una fracción de la potencia indicada disponible en el eje de salida. De este modo se define la eficiencia mecánica η_m , como

$$BP = \eta_m IP \quad (5)$$

Donde

⁹ PP: Pumping power, potencia de bombeo.

¹⁰ MP: Mechanical Power, potencia mecánica.

¹¹ AP: Accessory Power, potencia de accesorios.

$$\eta_m = \frac{BP}{IP} = \frac{IP - FP}{IP} = 1 - \frac{FP}{IP} \quad (6)$$

Comparando estas expresiones, se evidencia que la eficiencia mecánica es una medida de las pérdidas por fricción en el motor. En general, esta eficiencia es función de la velocidad del motor y la carga aplicada. En particular, para esta prueba se opera el motor a velocidades constantes, razón por la cual solo se evidencia el efecto de la carga en dicha potencia de fricción.

Substituyendo la expresión que contiene la presión media efectiva indicada del trabajo indicado, y usando una definición análoga para obtener la presión media efectiva al freno, se obtiene.

$$BP = \dot{W}_b = \eta_m \left(IMEP * k * V_{d,cyl} \right) \frac{N}{2} \quad (7)$$

$$BP = \dot{W}_b = \left(BMEP * k * V_{d,cyl} \right) \frac{N}{2} \quad (8)$$

Evaluando, se evidencia que el BMEP y IMEP son valores relacionados mediante la eficiencia mecánica de equipo. en todo caso, es más importante notar que la potencia al freno se relaciona con el torque al freno mediante la velocidad angular:

$$BP = \dot{W}_b = \tau_b (2\pi N) \quad (9)$$

Resolviendo para el BMEP en función del torque, se encuentra que el BMEP es una medida directa del torque al freno, no de la potencia del motor:

$$BMEP = \frac{4\pi\tau_b}{k * V_{d,cyl}} = \frac{4\pi\tau_b}{V_{d,tot}} \quad (10)$$

La última expresión que involucra la potencia al freno es la eficiencia térmica del equipo. Este término se define en función del flujo másico de combustible y el poder calorífico inferior de este.

$$BP = \dot{W}_b = \eta_{th} \dot{m}_f e_c = \eta_c \eta_m \dot{m}_f e_c \quad (11)$$

El flujo de combustible se relaciona con el flujo de aire mediante:

$$\dot{m}_f = \dot{m}_a F \quad (12)$$

$$BP = \eta_c \eta_m \dot{m}_a F e_c \quad (13)$$

F es la relación de aire combustible y se considera constante para esta evaluación en estado estable. El flujo de aire se determina mediante:

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{ai,\infty} \eta_{v,\infty} \quad (14)$$

Donde el sufijo i, indica ideal y \times indica que el flujo de aire ideal y la eficiencia volumétrica están basadas en condiciones a la entrada del motor. El flujo ideal de aire es

$$m_{ai,\times} = \rho_{a,\times} k V_d \frac{N}{2} \quad (15)$$

Por lo tanto:

$$BP = \rho_{a,\times} k V_d \frac{N}{2} \eta_{v,\times} F e_c \eta_c \eta_m \quad (16)$$

La eficiencia volumétrica varía directamente y la mecánica indirectamente con la posición de la mariposa de aceleración, controlado la potencia entregada a una velocidad constante.

La eficiencia volumétrica se define como:

$$\eta_v = \frac{2 * m_{air}}{\rho_{air} * V_t * n} \quad (17)$$

Reordenando, la relación entre la potencia la freno y la eficiencia termodinámica se correlacionan así:

$$\eta_{th} = \frac{BP}{\dot{m}_f e_c} \quad (18)$$

Esta es una medida útil de la conversión de energía entre trabajo dentro del motor pero en aplicaciones útiles es normalmente más interesante relacionarla con una medida más

directa durante una evaluación como por ejemplo el consumo de combustible, en este caso el consumo de combustible específico al freno BSFC en kg/kWh:

$$BSFC = \frac{\dot{m}_f}{BP} \quad (19)$$

De esta manera se puede definir la eficiencia global o de ciclo, que relaciona la potencia útil entregada por el motor, con la energía suministrada al mismo:

$$\eta_E = \frac{BP}{\dot{m}_f * LHV_f} \quad (20)$$

La relación aire combustible se estima con los flujos másicos de aire y combustible que ingresa al motor:

$$A/F = \dot{m}_{air} / \dot{m}_f \quad (21)$$

La relación de aire combustible real, estimada con los flujos que ingresan al motor, es comúnmente referida en función a la relación de aire combustible estequiométrica dadas las condiciones de operación del motor. Esta relación, que permite saber que tanto exceso o falta de combustible tiene la mezcla con respecto al valor de mezcla estequiométrica, es conocida como relación de equivalencia y se estima de la siguiente forma:

$$Rel\ Equivalencia = \frac{AirFuel}{AirFuel_{stq}} \quad (22)$$

Generador eléctrico.

El generador eléctrico cuenta con una capacidad limitada de transformar la energía mecánica recibida en el eje en energía eléctrica, la cual es consumida en las resistencias eléctricas que se encuentran conectadas al mismo. Esta potencia está determinada por:

$$EP = V * I \quad (23)$$

Así mismo, la eficiencia del generador se puede estimar mediante la relación:

$$\eta_g = \frac{EP}{BP} \quad (24)$$

Al tratarse de un generador eléctrico de corriente alterno monofásico, no es necesario hacer estimaciones de la corriente equivalente, al tener una única fase.

3.3.2 Combustión

El proceso de combustión dentro de la cámara es analizado mediante el procesamiento de las señales de presión y la determinación de factores mediante expresiones matemáticas que evidencian la forma en la cual la energía es transformada desde su potencial químico hacia trabajo utilizable en el eje de cigüeñal.

3.3.3 Liberación de calor

El calor liberado o Heat Release (HR), es la cantidad de energía que entrega el combustible en función de un parámetro de tiempo. En particular, se analiza en función del ángulo CAD. Adicionalmente se determina la fracción de calor liberado, la cual especifica la cantidad de calor liberado en un intervalo en relación a la cantidad total entregada en el ciclo completo estudiado.

Siguiendo el procedimiento d por [43], se describe el proceso ideal de estimación del HR para los procesos de combustión en modo HCCI consideraciones generales:

- Mezcla homogénea de gases ideales dentro de la cámara de combustión.
- La temperatura media de los gases sirve como parámetro para determinar sus propiedades termodinámicas.
- La presión se considera uniforme en la cámara de combustión.
- La transferencia de calor a las paredes se calcula mediante correlaciones empíricas.

El primer paso es realizar el correspondiente balance energético para la cámara de combustión como sistema cerrado:

$$\frac{dQ}{dt} = P * \frac{dV}{dt} + \frac{dQ_w}{dt} + \frac{dU_g}{dt} + \sum_i h_i * m_i \quad (25)$$

Expresión en la que se tiene, de izquierda a derecha, los términos que representan el cambio en la energía térmica, el trabajo, la energía térmica transferida a las paredes de la cámara, el cambio de la energía interna de los gases y la energía asociada a el flujo másico.

Para hacer un análisis en estado estable, en el cual la cámara de combustión es un sistema cerrado, se puede asumir que no existe intercambio de masa con el exterior [44]. De esta manera, la expresión se reduce y se transforma en función del ángulo de giro CAD:

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{1}{\gamma - 1} * P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma - 1} * V * \frac{dP}{d\theta} + \frac{dQ_w}{d\theta} \quad (26)$$

En la ecuación (26) el término γ representa la relación de calores específicos de la mezcla de gases que se encuentran dentro de la cámara de combustión.

La transferencia de calor dentro de las paredes del cilindro se calcula mediante la expresión [45]:

$$dQ_w = h * A * (T - T_p) dt \quad (27)$$

El coeficiente convectivo de transferencia de calor, está estimado mediante el desarrollo realizado por [44], el cual está ajustado para un funcionamiento más preciso que los modelos encontrados en investigaciones de otro tipo operación de motores.

3.3.4 Procesamiento de señales de presión.

Adquisición

El proceso de lectura de la presión interna a lo largo de los procesos de combustión dentro de las cámaras es la principal herramienta que permite evidenciar los resultados de la operación de un motor en una determinada condición. Con dicha presión, es posible

comprender en escala de grados CAD del cigüeñal los eventos que suceden en el proceso de oxidación de los combustibles, determinar la energía que se logra extraer de los reactivos que ingresan, evidenciar los precursores de formación de contaminantes y realizar infinita cantidad de comparaciones, análisis y estudios entre un mismo motor y diferentes condiciones o características de operación.

Durante el proceso de toma de señales de presión, se implementa el sistema de muestreo, sensor – amplificador – enconder – tarjeta de adquisición, siguiendo los lineamientos encontrados en bibliografía. Entre ellos, es de vital importancia, conocer la presión con una resolución mínima de 2000 datos por ciclo, contar con una velocidad de muestreo capaz de evitar condiciones de aliasing¹², evaluar 200 o más ciclos por condición de operación para evidenciar las variaciones ciclo a ciclo, entre otras [46] [47].

Una vez obtenidas las señales de presión, el primer paso es obtener un equivalente de dicha señal en una unidad de presión. En este caso para cada voltio de salida del amplificador, se utiliza una relación lineal de 5 bares/Voltio. En particular el compartimiento del sensor de presión piezo eléctrico es lineal para un rango de presión entre 1 y 200 bares.

Procesamiento

El muestreo se muestrean 100 ciclos por cada condición de evaluación. El código elaborado en LabView entrega un archivo (de extensión .tdms que se puede leer en Excel o un programa similar), donde cada cadena de datos correspondiente a un ciclo es ajustado en una columna diferente, ver Figura 11.

¹² El aliasing es el efecto que causa que señales continuas distintas se tornen indistinguibles cuando se muestrean digitalmente.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I
1	Time	Time*	Untitled	Untitled 1	Untitled 2	Untitled 3	Untitled 4	Untitled 5	Untitled 6
2	0		-3.5727E-07	-0.00395011	-0.02084779	-0.00910828	-0.00251671	0.0088698	0.010762406
3	1	1	-3.4702E-06	-0.00398079	-0.02098611	-0.00903757	-0.00245412	0.0088863	0.010828749
4	2	2	-1.6352E-05	-0.00402644	-0.02115169	-0.00902161	-0.00238901	0.00885739	0.010922866
5	3	3	-5.0956E-05	-0.00408366	-0.02134367	-0.00906556	-0.00232456	0.00877505	0.011042851
6	4	4	-0.00012093	-0.00415031	-0.0215584	-0.00917098	-0.00226421	0.00863496	0.011185278
7	5	5	-0.00023795	-0.0042261	-0.02178871	-0.0093357	-0.0022117	0.00843723	0.011344925
8	6	6	-0.0004104	-0.00431323	-0.02202523	-0.00955503	-0.00217157	0.00818606	0.011514396
9	7	7	-0.00064327	-0.00441541	-0.0222577	-0.0098229	-0.00214906	0.00788866	0.011683685
10	8	8	-0.00093783	-0.00453646	-0.02247575	-0.0101323	-0.00214896	0.00755409	0.011840935
11	9	9	-0.00129132	-0.00468047	-0.0226699	-0.01047551	-0.00217489	0.00719239	0.011974823
12	10	10	-0.00169798	-0.00485205	-0.02283246	-0.01084455	-0.00222964	0.00681365	0.012076963

Figura 11. Organización de los datos de presión en de cada ciclo en columnas diferentes. (Fuente: Autor)

Por cada ciclo, el motor da dos giros completos, al tener un encoder de 1024 datos por giro, se obtienen ciclos de 2048 datos, lo que entrega una resolución de 2.8444 datos por grado CAD. Esta es una resolución aceptable para este tipo de investigaciones. En una operación normal del motor en modo encendido por chispa, se tendrán velocidades de hasta 3600 rpm, lo que para un muestreo de 1048 datos por revolución, genera una velocidad de muestreo mínima de 61440 datos por segundo, es decir 61440 hz. En este caso, se utilizaba una tarjeta de adquisición con una velocidad máxima de muestreo de 400 KS/s es decir hasta a una velocidad de 400000 hz, lo que garantiza que el muestreo se puede realizar con esta configuración.

Validación

Al tener los datos de presión ordenados se procede a determinar la veracidad de los mismos. Para ello se debe calcular el coeficiente de variación entre ciclo y ciclo. Este determina que tan dispares fueron los procesos de combustión para dos o más ciclos, y de esta manera evidenciar que el motor se encontraba en una operación estable, o por el contrario descartar la información por tratarse de procesos alternantes.

El cálculo del COV requiere estimar la presión indicada para cada ciclo, calcular la desviación estándar de los ciclos analizados y dividir este término por la presión indicada promedio de dichos ciclos.

$$COV = \frac{\delta IMEP}{IMEP_{prome}} * 100 \quad (28)$$

Se considera aceptable un COV inferior al 10%, pero el ideal de operación es que sea inferior al 5%, con motores de un alto desempeño que reducen este valor por debajo del 1% [42] [47].

Posterior a la determinación del COV, y al haber comprobado que los datos de presión son adecuados, se procede a encontrar un ciclo promedio sobre el cual se realizarán los posteriores análisis. Este ciclo promedio es el resultado de promediar los valores grado a grado para los ciclos analizados, y es la mejor representación del comportamiento de la señal de presión a la condición de carga de estudio.

Con este ciclo promedio, se determina:

- Eficiencia de ciclo
- Potencia indicada
- Consumo específico de combustible
- Emisiones específicas de contaminantes
- Liberación de calor
- CAD50

4. Resultados Experimentales.

Como resultado de los ejercicios de ajuste, puesta a punto y evaluación del banco dinamométrico se presentan los resultados de su operación tanto en modo encendido por chispa como en modo HCCI. En estos se plasma el comportamiento, desempeño y perfil de emisiones contaminantes y se compara con resultados experimentales así como con su operación encendido por chispa.

4.1 Resultados de evaluación preliminar.

Al tener completo el montaje experimental, y con la necesidad de verificar la correcta operación del banco dinamométrico, y los diferentes sistemas implementados, era pertinente definir una línea base de comparación de todas las pruebas a realizar. Para ello, se instaló la culata original del motor, y se ajustó el sistema de alimentación y encendido con el sistema ECU, para operar el motor en modo SI

4.1.1 Señales de referencia *Motoring Mode*.

Como primer ejercicio se realiza un barrido de las señales de referencia en *Motoring Mode*, las cuales permiten hacer un ajuste y parametrización de la señal, que permita identificar el punto muerto superior de la carrera de compresión y de la carrera de escape.

Gracias a que se conoce el perfil de apertura y cierre de las válvulas, se puede de esta manera ajustar cada gráfica y verificar que efectivamente en cada una de ellas se realiza de manera correcta la ubicación del PMS y de esta manera identificar los diferentes parámetros de interés en el análisis de señales de presión.

Adicionalmente, en los perfiles de presión en *Motoring Mode* se identifican las condiciones mínimas de presión dentro de la cámara que permiten el proceso de

combustión HCCI. Para ello se presentan diferentes velocidades de rotación del motor y temperaturas de admisión. Estas curvas de presión han sido obtenidas con el uso de la culata de alta relación de compresión, es decir 15.6:1 con la que se opera el motor en modo HCCI.

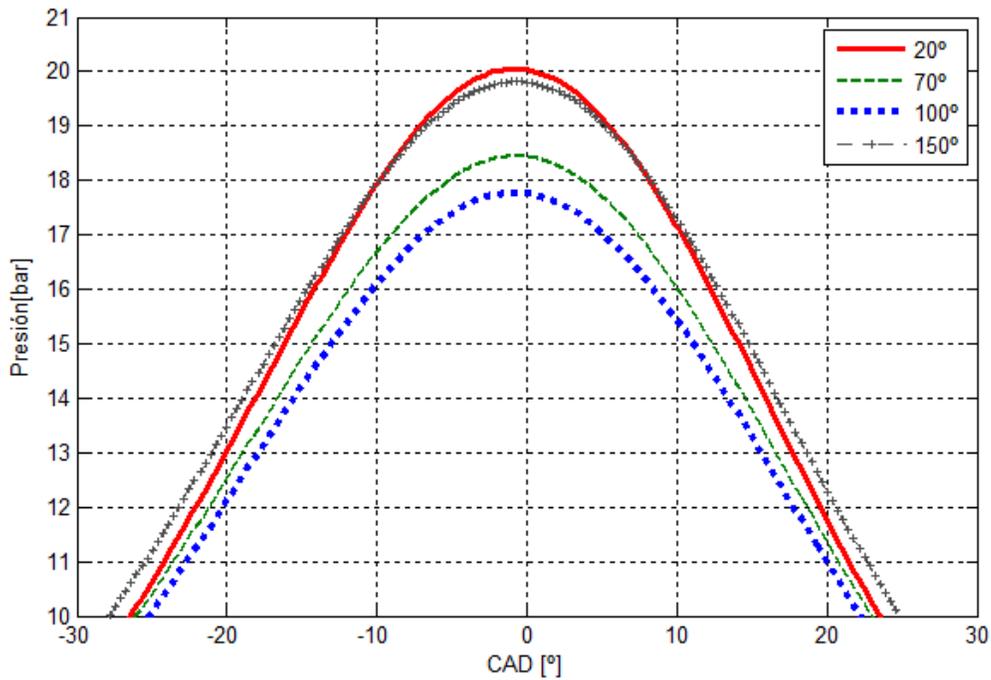


Figura 12. Perfil de presión en la cámara de combustión en *Motoring Mode* para 4 condiciones de temperatura de admisión. Fuente: Autor.

De la Figura 12 anterior es posible evidenciar el efecto de la temperatura de admisión en el proceso de compresión del motor. La presión máxima que se encuentra, a una velocidad de rotación entre 1150 y 1200 rpm es con la menor temperatura de admisión, en este caso 20°. Así mismo, este valor es casi igual cuando se eleva la temperatura hasta los 150°C. Estos valores están relacionados al tener la mayor densidad de aire y mejor eficiencia volumétrica en 20°C y la mayor energía suministrada al aire en la admisión en el caso de tener 150°C de temperatura de admisión. Por otro lado en el rango de 70 a 100°C hay una caída en el valor de presión máxima, que se debe a la reducción en la eficiencia volumétrica del motor. En particular usar temperaturas de admisión por encima de los 90° permitió obtener combustión HCCI, dado que se lograba una completa evaporación del combustible y por ende una mezcla homogénea con múltiples núcleos de inicio del proceso de oxidación.

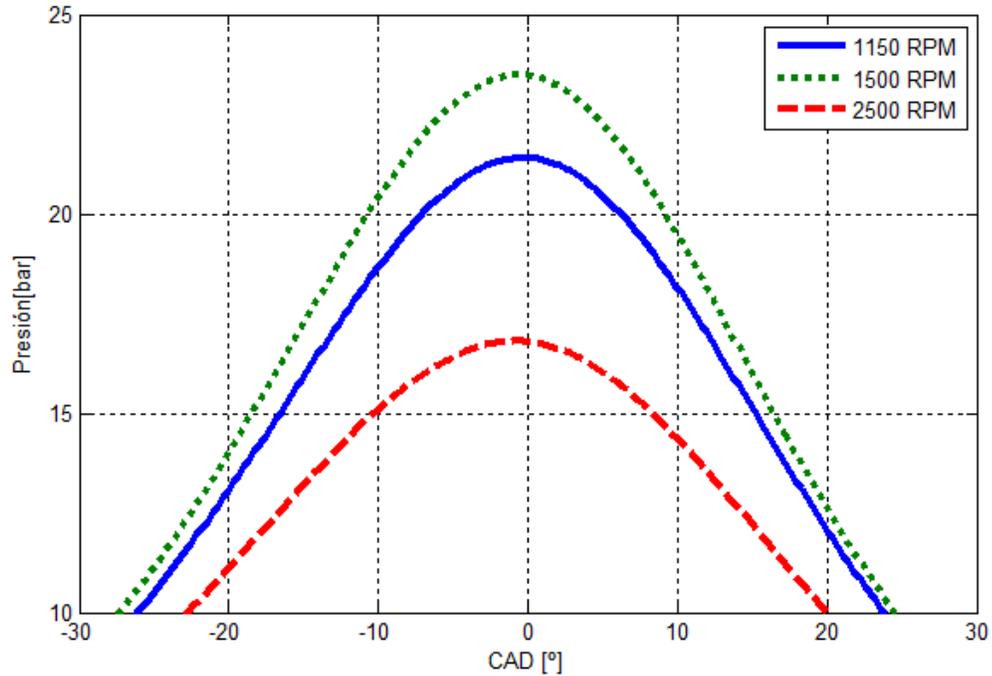


Figura 13. Perfiles de presión para condiciones de temperatura constante 90°C y variación de la velocidad de rotación del motor. Fuente: Autor.

Para la operación del motor a temperatura constante, se evidencia en la Figura 13 como el variar la velocidad de giro del motor aumenta la presión máxima en un rango de 1800 rpm. Al aumentar dicha velocidad, la eficiencia volumétrica se ve fuertemente perjudicada y la presión máxima encontrada en el motor decrece de manera considerable. Esta condición se debe al efecto de la reducción en eficiencia volumétrica por el aumento de temperatura de admisión en el motor, que perjudica en mayor medida la operación a altas velocidades respecto a bajas velocidades.. Es importante tener en cuenta este fenómeno, ya que en la operación del motor en modo HCCI se ha encontrado un rango de trabajo entre 1400 y 1800 rpm. El motor opera a velocidades mayores ya que el proceso de oxidación no tiene las condiciones de presión y temperatura necesarias para presentarse. De estos resultados se puede resaltar que para el montaje experimental implementado es necesario tener temperaturas de admisión superiores a los 90°C y una presión en la cámara superior a los 21 bares para poder obtener procesos de combustión en modo HCCI, para el caso de etanol E100 con relaciones de aire combustible entre 18:1 y 22.5:1.

4.1.2 Evaluación de parámetros de operación Motor Briggs and Stratton para su operación en modo HCCI.

Durante la operación del motor Briggs and Stratton se evaluaron las diferentes condiciones planteadas en el diseño experimental. Como resumen de los resultados se pueden realizar los siguientes comentarios.

La operación en modo HCCI fue solo posible mediante la técnica de arranque asistido y posterior inducción de operación HCCI. Esta metodología permite que el motor tome temperatura y opere por un espacio de tiempo corto en modo encendido por chispa. Mientras opera de esta manera se prepara la temperatura de admisión requerida y se garantiza que las condiciones serán estables en todo el periodo de tiempo que opere el motor en modo HCCI. Súbitamente, se cambia la cantidad de combustible inyectado y se restringe el disparo de la chispa para permitir que el proceso de combustión se genere de manera autónoma dadas las condiciones de presión y temperatura garantizadas. Al entrar entonces en modo HCCI se opera el motor durante el tiempo necesario y se puede detener sin necesidad de volver al modo encendido por chispa. La única consideración importante es que la transición se debe hacer sin carga en el freno, ya que el estado de carga restringe la capacidad del motor a iniciar el encendido en modo HCCI. Al tener el motor operando estable en modo HCCI, se puede hacer la aplicación de la carga de manera gradual y según las pruebas a realizar.

La operación en modo HCCI es posible para un motor de combustión interna encendido por chispa si se eleva la relación de compresión por encima de 15:1. En esta investigación se evidenció este fenómeno y se elevó hasta 15.6:1 para mejorar el comportamiento del motor y facilitar el ejercicio de transición entre encendido por chispa y HCCI. Es posible aumentar un poco más la relación de compresión pero se requiere mecanizar la cabeza del pistón para que este no tenga interferencia con la apertura de las válvulas y será considerado en un trabajo futuro si las investigaciones concluyen la necesidad de una mayor relación de compresión, todo caso que en cada aumento se compromete un poco más la integridad de la culata, la cual en este momento ha

duplicado la relación de compresión original y haber operado el motor con presiones máximas hasta 2.5 veces superiores a las encontradas en la operación con la culata estándar.

En cuanto a la evaluación del proceso de combustión HCCI como tal, el primer parámetro de estudio era el COV para determinar el rango de operación del motor. De esta forma se puede definir en qué franja de velocidad de giro del motor opera de manera estable y así mismo los límites superior e inferior de temperatura de admisión sobre los cuales operar el motor.

Se comenzó por lograr combustión HCCI en la condición más propensa del entorno planteado en la matriz experimental, es decir, con etanol anhidro E100 y una relación de aire combustible alta. Según los resultados de la simulación y los obtenidos en la Universidad de Minnesota, el valor de dicha relación de aire combustible es de 27:1. por otro lado la velocidad de rotación del motor se esperaba diferente a las referencias tomadas, debido a que la simulación solo considera la cámara de combustión como proceso termodinámico cerrado sin intercambio de energía al ambiente o masa al ambiente, además de no tener en cuenta la dinámica y aspectos físicos del motor que caracterizan el comportamiento del mismo y son influyentes en el rango de velocidad de giro óptimo, entrega de torque máximo y linealidad de la curva de potencia [48].

En función de estas consideraciones se presentan los resultados de evaluación de COV para diferentes condiciones de prueba, operando el motor con etanol anhidro E100.

De la Tabla 8, se puede concluir como el motor operaba en un rango de velocidad de giro entre 1000 y 1500 rpm, al aplicarse la mínima carga admisible para la relación aire combustible de cada prueba. Esto comprueba el comportamiento diferente que se esperaba respecto a motores encendidos por compresión operados en modo HCCI en los que la velocidad de giro suele ser muy similar a la velocidad original de motor.

Tabla 8. Resultados de la evaluación de parámetros de comportamiento del motor Briggs and Stratton en modo HCCI con E100 como combustible. Fuente: Autor.

A/F	Temperatura admisión [°C]	Velocidad de giro mínima [RPM]	COV [%]	Hidrocarburos sin quemar [ppm]
27:1	90	875	33.43	774.8
	100	890	31.12	429.1
	110	900	43.26	381.4
	120	870	30.87	301.8
22.5:1	90	1300	10.45	1814.8
	100	1350	9.20	573.1
	110	1230	10.12	1021.4
	120	1270	12.56	301.8
18:1	90	1410	4.55	260
	100	1400	7.89	144
	110	1400	3.28	128
	120	1420	6.78	101.3
13.5:1	90	1500	7.09	1814.8
	100	1500	12.30	2589.1
	110	1500	5.11	1021.4
	120	1500	10.57	1010.9

El parámetro más importante presentado es el COV. Este valida únicamente la relación A/F 18:1 para operación en modo HCCI, ya que en otros valores el motor operaba de manera irregular y era perceptible, en especial para A/F muy altas como 27:1 y muy bajas, es decir con mayor combustible como 13.5:1, al evidenciar vibración excesiva del motor, ruido alternante e inestabilidad en las emisiones y temperatura de gases de escape. Originalmente los resultados de la simulación inferían trabajar con unas relaciones de aire combustible más pobres que en las cuales fue posible operar el motor, de igual modo para el motor de la universidad de Minnesota, ya que en ambas experiencias las relaciones A/F fueron de 27:1 y 31.5:1.

Adicionalmente, es presentado el valor de concentración en los gases de escape de hidrocarburos sin quemar, los cuales dejan claro como al tener un COV alto, el proceso de combustión inestable no permite que el combustible sea quemado en su totalidad. Aunque en relaciones A/F menores a 18:1 se podría operar el motor y tener un COV

cercano o ligeramente superior a 10%, las emisiones serían muy altas pues el motor no tiene la capacidad de quemar la totalidad de combustible, por lo que se determinó como objetivo de prueba usar relaciones A/F entre 18:1 y 22.5:1 para los experimentos.

Los rangos de temperatura de admisión sobre los cuales se encontró operación HCCI fueron desde 90 a 120 grados Celsius. Previamente se midió el consumo de aire en el motor a diferentes temperaturas de admisión, a diferentes rangos de temperatura (ver Figura 14). En particular se encontró que la operación del motor en rangos de temperatura altos afectaba de manera considerable la eficiencia volumétrica del motor y para rangos inferiores de temperatura inferiores a 90° no existía una presión de arranque suficiente dentro de la cámara, condicionada ésta por la relación de compresión y la temperatura de admisión.

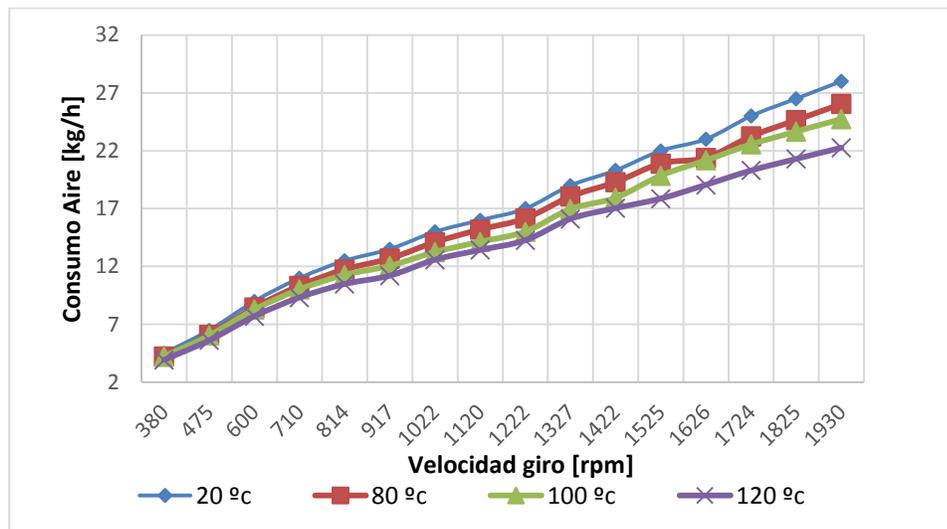


Figura 14. Consumo de aire a diferentes temperaturas de admisión. Fuente: Autor.

En la Figura 14 se evidencia como el aumento de la temperatura de admisión afecta en mayor medida al motor cuando se superan los 110°C, por este motivo se eligió como temperatura referencia de trabajo 100°C.

Condiciones ambientales

Las condiciones ambientales durante los experimentos realizados se resumen a continuación:

Tabla 9. Condiciones ambientales durante las pruebas con el motor Briggs and Stratton. Fuente: Autor.

Temperatura Ambiente	14-22 Celsius
Humedad Relativa	68-83%
Presión Atmosférica	765 mbar
Condiciones del Laboratorio	Edificio cerrado, 1100 m ² , altura 8 m.

4.1.3 Análisis de trazas de presión en modo encendido por chispa.

A continuación se presentan los valores de referencia de operación del motor Briggs and Stratton en encendido por chispa con la culata original de relación de compresión 8.3:1. Para esta prueba se usó el sistema de inyección de combustible a una presión de 3 bares, y un avance del disparo de la chispa de 25 grados antes de que el pistón llegue al punto muerto superior.

En la Figura 15 se presenta la curva de presión dentro de la cámara de combustión y la liberación de calor durante el proceso de combustión a una velocidad de 2000 rpm y con una relación aire combustible de 15:1 operando con gasolina mezclada con 10% de etanol, con un octanaje de 87 [49]. Este combustible es el que comercialmente se usa en el mercado colombiano y con el cual operaba el motor en su condición original. Aunque el torque máximo de este motor en su condición original es entregado a 2500 rpm, se decidió evaluar en esta condición al ser la más cercana a las velocidades de giro encontradas en la operación en modo HCCI. Velocidades de rotación inferiores no son recomendadas por el fabricante y la operación del motor se vuelve inestable e ineficiente.

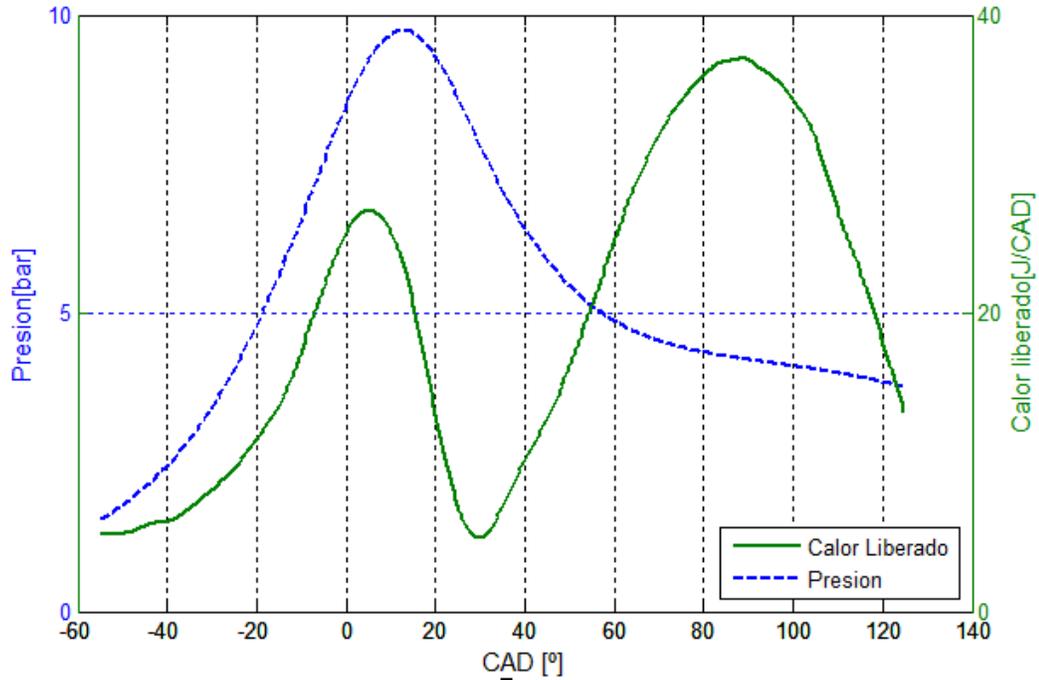


Figura 15. Curva de presión y liberación de calor para el motor Briggs and Stratton en modo encendido por chispa. Velocidad de giro del motor 2000 rpm. Fuente: Autor.

La curva de presión es una curva típica de un motor encendido por chispa. En ella la presión máxima se logra luego de que el pistón pasa por el punto muerto superior y posterior a una caída de presión con pendiente pronunciada esta se mantiene en la zona en la que se tiene el mejor brazo de palanca entre el pistón y el cigüeñal, 30-90° después del punto muerto superior.

El proceso de liberación de calor calculado con la ecuación (26) y (27) no es uniforme y evidencia como el motor no se encuentra en su punto de operación más eficiente. Hay una liberación de calor inicial, que se ve reducida luego de alcanzar la presión máxima dentro del cilindro. Posteriormente hay un aumento con pendiente pronunciada en la liberación de calor en la zona en la que los gases realizan trabajo sobre el pistón, teniendo un 50% de la liberación de calor 44°CAD después del punto muerto superior.

En la Tabla 10 se resumen los resultados de la evaluación del motor Briggs and Stratton en modo encendido por chispa. De ellos es importante destacar un bajo IMEP con respecto a motores modernos con sistemas de inyección electrónica de combustible que tienen valores entre 8.5 y 10.5 bares [42], pero que es común en equipos de aplicaciones

agrícolas y de desplazamiento volumétrico inferior a 500 cm^3 . Sumado a esto se debe considerar que el equipo fue operado en una velocidad que no corresponde a la velocidad nominal de entrega de máximo torque. Así mismo, y como es evidente, el consumo de combustible es alto, por las mismas razones que el IMEP es bajo. Un motor moderno tiene valores entre 230 y 290 g/kWh [50], lo que indica que este motor operó con un consumo específico de combustible entre un 15 y un 40% por encima de la media. Estos valores mejoran en la condición de torque máximo, reduciendo el consumo y aumentando el IMEP pero como se mencionó antes se priorizó la comparación con el modo HCCI.

Tabla 10. Resumen de resultados obtenidos en la evaluación de potencia del motor Briggs and Stratton en modo encendido por chispa de referencia. Velocidad de giro 2000 RPM. Fuente: Autor.

Propiedad	Valor
Potencia Indicada [kW]	4.9
Potencia al freno [KW]	3.4
CA50 [CAD]	44
Liberación máxima de calor [J/CAD]	210.8
Presión Max [bar]	9.7
Consumo combustible [g/s]	0.40
Consumo específico combustible [g/kWh]	339.3
IMEP [bar]	6.68
Trabajo indicado por ciclo [Joule]	0.12

4.2 Operación HCCI.

A continuación se presentan las curvas de presión y análisis de las mismas de las pruebas experimentales realizadas en operación HCCI con la configuración de combustibles y relaciones de aire combustible previamente definidas. La primera parte incluye los resultados experimentales obtenidos en el motor de la Universidad de Minnesota, los cuales hacen parte de la información base para el desarrollo de esta investigación, posteriormente se presentan los resultados de la operación del motor Briggs and Stratton en modo HCCI, operando con etanol anhidro E100 y etanol hidratado E80. En las curvas de presión, las cuales presentan la presión dentro de la cámara de

combustión medida en bares, en función del ángulo del eje cigüeñal CAD respecto al cual también se presenta la traza de liberación de calor o *Heat Release*. Posteriormente se presentan cálculos derivados de estas mediciones como el trabajo de ciclo, eficiencias, características del proceso de combustión y el consumo de combustible para cada condición de estudio.

4.2.1 Resultados de referencia: motor Lister Universidad de Minnesota.

Los perfiles de presión obtenidos al operar el motor HCCI-Lister se presentan en la Figura 16, donde los datos de presión tienen un valor de COV = 9%. La presión de inyección del combustible fue de 4 bares, con una presión de admisión de 1.0 bar. Para todas las figuras las trazas con mayor presión corresponden a la condición de operación de mezclas con menor relación A/F (27:1) y los menores picos de presión corresponden a las de mayor relación A/F (31.5:1), se puede observar de estas figuras que la máxima presión disminuye con el aumento de la relación de aire combustible, así como menos combustible está disponible para el autoencendido y como resultado se desarrolla menores picos de presión.

La razón de liberación de calor la cual es una medida de que tan rápido la energía química del combustible es convertida en energía térmica por el proceso de combustión corresponde al eje secundario en las

Figura 16 para diferentes condiciones de operación estable de un motor HCCI operado con etanol anhidro [E100] e hidratado [E80] se observa en estas figuras que los máximos picos de liberación de calor corresponden a la condición de operación con la mezcla de menor relación A/F en combustible caso contrario se tiene para los picos de liberación de calor de las mezclas con mayor relación A/F, para cada temperatura de admisión. Este resultado se puede entender teniendo en cuenta que cuando la mezcla contiene más combustible el autoencendido de esta se da en distintos puntos dentro de la cámara de combustión caso contrario al caso de las mezclas pobres en combustible.

En la

Tabla 11 se observa que los picos de presión para E100 son 63.74 y 46.64 bar para A/F de 27:1 y 31.5:1 respectivamente, por otro lado los picos de presión para E80 son 47.65 y 52.70 bar para A/F de 27:1 y 31.5:1 respectivamente. Además se encuentra que no existe efecto evidente de la relación de aire combustible para en el caso del etanol hidratado E80 sin embargo para el etanol anhidro se observa una dependencia de los resultados con la cantidad de combustible de la mezcla, especialmente en el caso de mezclas con mayor contenido de combustible, A/F 27:1. Otro aspecto importante es que en la razón de liberación de calor las mezclas de etanol anhidro se comportan de manera similar (tiene valores comparables) a las mezclas de etanol hidratado, aunque éstas tengan un 20% menos de energía disponible en la mezcla aire / combustible. Un ejemplo son los valores máximos de liberación de calor para el E100 (A/F 27:1) y E80 (A/F 27:1 y 31.5:1) fueron 58.8, 40.37 y 40.16 J/CAD respectivamente, caso contrario al E100 donde la liberación de calor fue de 171.5 J/CAD para (A/F 27:1), lo cual evidencia la importancia del contenido energético del combustible y como su disminución afecta la liberación de calor de mezclas con menor cantidad de combustible o con un 20% de agua.

A la vez, se encontró un efecto de retardo en el proceso de combustión del etanol [E80], lo cual está reflejado en la señal de presión y una disminución en el inicio de la combustión debido a la presencia de agua. El proceso de evaporación del agua en el combustible, hace necesario que se suministre mayor energía a la mezcla durante el proceso politrópico de compresión, ello con el objetivo de alcanzar el punto de autoencendido de la mezcla.

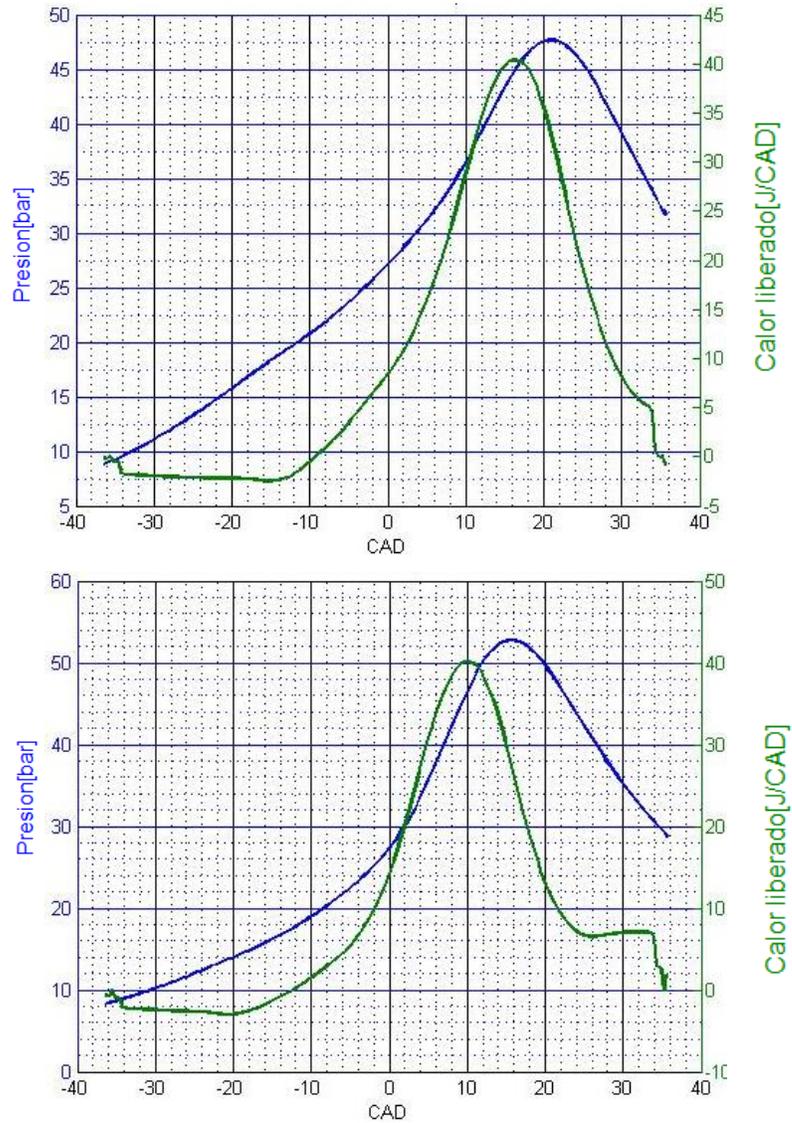


Figura 16. Presión interna y liberación de calor en función del ángulo CAD, para un motor HCCI operado con etanol hidratado [E80] a una temperatura de admisión de 383 K y relación de compresión de 21. Superior Relación A/F 27:1, inferior Relación A/F 31.5:1. Ajustado de [39]

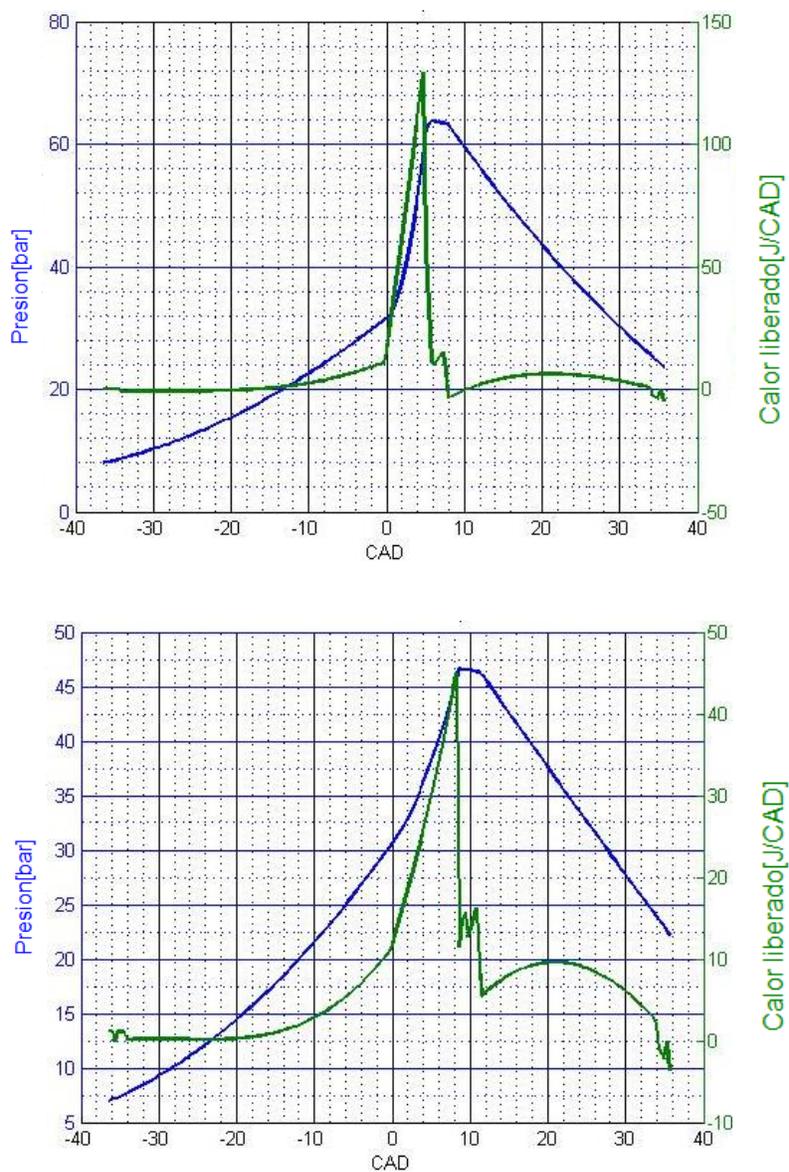


Figura 17. Presión interna y liberación de calor en función del ángulo CAD, para un motor HCCI operado con etanol anhidro [E100] a una temperatura de admisión de 383 K y relación de compresión de 21. Superior Relación A/F 27:1, inferior Relación A/F 31.5:1. Ajustado de [39]

Tabla 11. Resumen de los resultados experimentales. Fuente: Autor.

Propiedad	A/F	E100	E80
Presión Max [bar]	27:1	63.74	47.65
	31.5:1	46.64	52.7
Máxima presión [CAD]	27:1	5.76	20.88
	31.5:1	8.64	15.48
Liberación máxima de calor [J/CAD]	27:1	171.5	40.37
	31.5:1	58.8	40.16
CA50 [CAD]	27:1	4.78	16.20
	31.5:1	8.28	10.08
SOC [CAD]	27:1	-0.84	1.38
	31.5:1	0.9	3.20

Adicionalmente se puede observar en los datos presentados en la

Tabla 11 el inicio de la combustión para las mezclas de etanol anhidro [E100] es 2° CAD antes que para las mezclas de etanol hidratado [E80], y el SOC de la mezcla de etanol anhidro [E100] con A/F 27:1 se da 2.3° CAD antes que para la mezcla de etanol anhidro [E100] con A/F 31.5:1, esto está de acuerdo al hecho de que al ser la mezcla con mayor contenido de combustible existe una mayor cantidad de moléculas de etanol disponibles, las cuales tienen una mayor probabilidad de interactuar con las de oxígeno para que tenga lugar el proceso de combustión. Los resultados para el etanol hidratado [E80] son contrarios al comportamiento observado con el etanol anhidro [E100], es decir el inicio de la combustión para el etanol hidratado [E80] con A/F 31.5:1 es antes que con A/F 27:1, a la vez la máxima presión desarrollada es mayor en el caso de la mezcla con menor cantidad de combustible, respecto a la mezcla con mayor cantidad de combustible. Por último, el inicio del proceso de liberación de calor en los dos casos solo presenta una diferencia de 0.21 J=CAD. Por tal motivo, es necesario estudiar el efecto del agua sobre la medida de la presión en un motor HCCI, en este caso al inyectar mezclas de etanol hidratado y cuáles son los factores de ajuste de los sensores de presión con el objetivo de obtener medidas precisas de la presión interna de la cámara de combustión.

4.2.2 Resultados operación HCCI motor Briggs and Stratton

A continuación se presentan los resultados obtenidos de la operación del motor Briggs and Stratton en modo HCCI con mezclas de etanol anhidro E100 y etanol hidratado con un 20% de agua E80, los cuales se resumen en la Tabla 12.

Tabla 12. Resumen de resultados prueba motor Briggs and Stratton en modo HCCI. Fuente: Autor.

	E100 A/F 22.5:1		E100 A/F 18:1		E80 A/F 18:1		E80 A/F21.6:1
Velocidad de giro [rpm]	1800	1400	1800	1400	1800	1400	1800
potencia indicada [kW]	2.35	1.73	2.29	1.94	2.16	1.49	2.03
Potencia al freno [kW]	1.65	1.21	1.60	1.36	1.51	1.04	1.42
CA50 [CAD]	44	23	35	23	21	18	21
Liberación máxima de calor	228.15	367.48	354.09	403.42	144.59	139.40	85.34

[J/CAD]							
Presión Max [bar]	34.60	32.57	44.58	36.17	26.52	23.73	19.65
Eficiencia del ciclo	0.28	0.38	0.23	0.27	0.24	0.36	0.33
SFC [g/kWh] ¹³	281.50	249.38	361.09	277.98	382.83	361.94	309.58
IMEP [bar]	5.96	5.64	5.80	6.32	5.48	4.86	5.15
Trabajo indicado por ciclo [Joule]	0.16	0.15	0.15	0.17	0.14	0.13	0.14

Los resultados encontrados en la operación con etanol anhidro presentaron el mejor desempeño del motor, su mayor estabilidad, facilidad para encontrar combustión HCCI y las menores emisiones de gases contaminantes. En particular se referenció el resto de los experimentos en función de estos resultados, ya que se interpretan como el mejor rango de rpm de operación del motor y los mejores valores de potencia.

Para esta operación y con un A/F 22.5:1 el motor encontró su mejor potencia en una velocidad de giro que es la mitad de la velocidad de giro nominal, 1800 rpm, así mismo la potencia se ha visto reducida a 2.35 kW, lo que es un excelente valor de potencia si se tiene en cuenta que a esta velocidad, un motor de gasolina como el utilizado es normalmente inoperable y tiene valores de torque muy bajos.

La presión encontrada es 34.6 bar y la liberación de calor alcanza un 50% a los 44 grados CAD. En este caso se obtiene una presión bastante más alta que la encontrada en la operación normal del motor (hasta 3.2 veces superior) y la liberación de calor comienza muchos ángulos después del PMS, ver Figura 18. Esto es una condición negativa, dado que el motor no aprovecha esta alta presión en la zona donde hay mejor brazo de palanca entre la biela, el pistón y el cigüeñal.

¹³ SFC Consumo específico de combustible, por sus siglas en ingles.

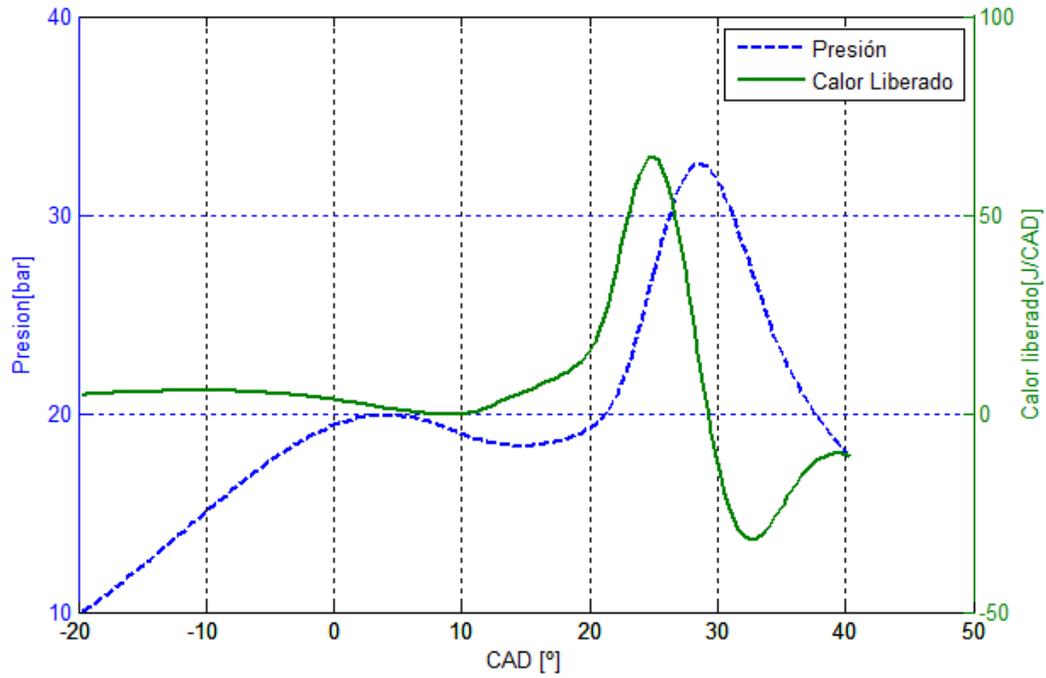


Figura 18. Curva de presión y de razón de liberación de calor para el motor HCCI con E100, A/F 22.5:1, 1400 RPM. Fuente: Autor.

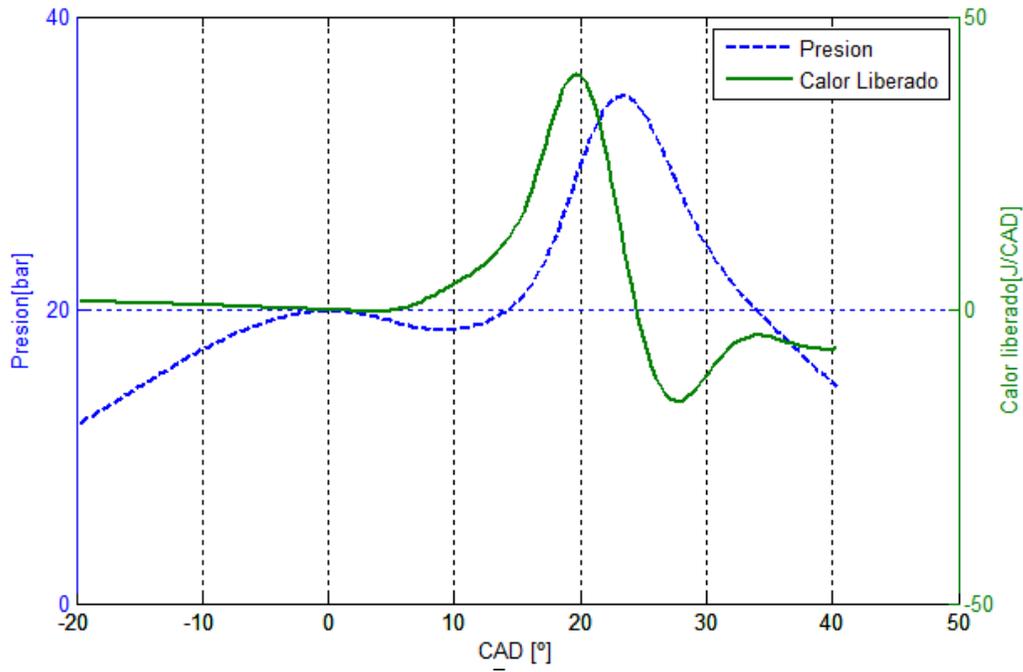


Figura 19. Curva de presión y de razón de liberación de calor para el motor HCCI con E100, A/F 22.5:1, 1800 RPM. Fuente: Autor.

Al operar el motor en esas mismas condiciones y mayor carga en el freno eléctrico, se encontró que la velocidad de giro con el mejor torque encontrado fue 1400 RPM. En este caso la presión máxima se mantiene muy cerca con un valor de 32.57 bares, ver Figura 19. Este valor de presión es muy bueno e indica como una característica de los motores HCCI es su estrecha banda de velocidad de giro útil, pero su estabilidad a lo largo de este rango. La liberación de calor al 50% se presenta a los 23 CAD, con una liberación máxima de 67J/CAD, valor que es superior 1.4 veces a la operación de 1800 rpm. Esto indica como el motor para esta relación de aire combustible opera de manera más eficiente y logra extraer mayor energía del combustible en el rango de baja velocidad de giro.

Al cambiar la relación de aire combustible, manteniendo el tipo de combustible E100, se encuentra un mejor comportamiento del motor, con mayores presiones máximas, y más estabilidad en la operación.

A 1800 rpm el motor logra una presión de 44-5 bares (Figura 20) contra 36.17 (Figura 21) encontrado a 1400 rpm. En este caso el motor entrega un mejor torque máximo y tiene una curva de potencia más suave. La liberación de calor se presenta más cerca al PMS, y esto ayuda a obtener unos buenos valores de potencia y torque. Análogo a la evaluación con una relación A/F de 22.5:1, se encuentra que también hay un mejor proceso de liberación de calor en la velocidad más baja de 1400 RPM.

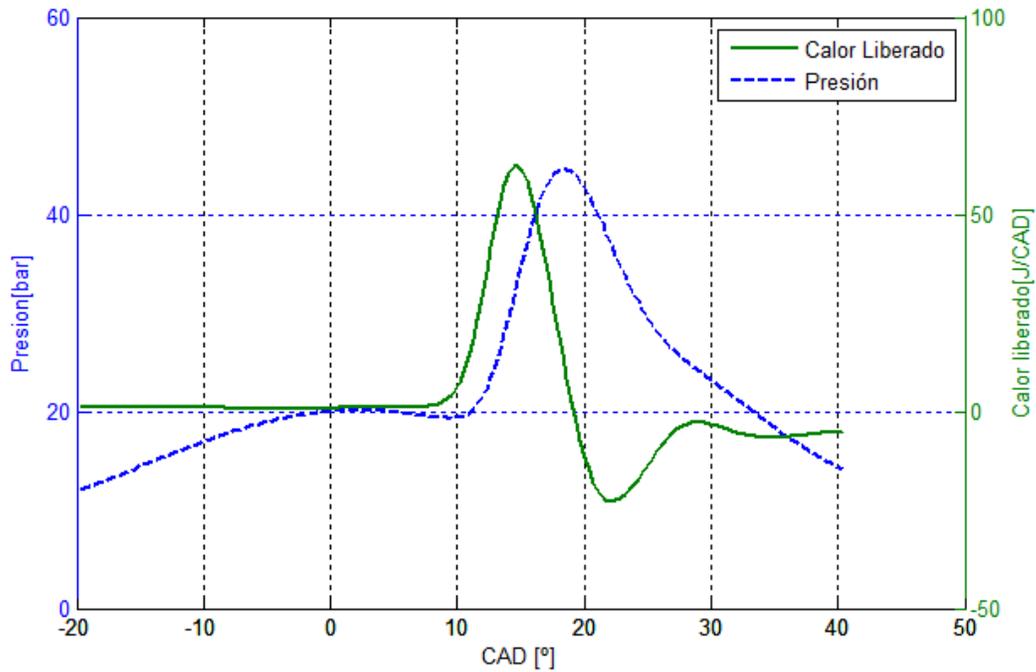


Figura 20. Curva de presión y de razón de liberación de calor para el motor HCII con E100, A/F 18:1, 1800 rpm. Fuente: Autor.

En la operación con mezcla de etanol y agua se encontraron comportamientos coherentes con las experiencias internacionales consultadas previamente. En general el desempeño del motor se ha visto reducido, dado que se está restringiendo energía en el combustible que es sustituida por agua. Así mismo, se encontraron comportamientos dispares, como el hecho de no evidenciar un retraso en el inicio de la combustión y por ende en el proceso de liberación de calor con respecto al PMS.

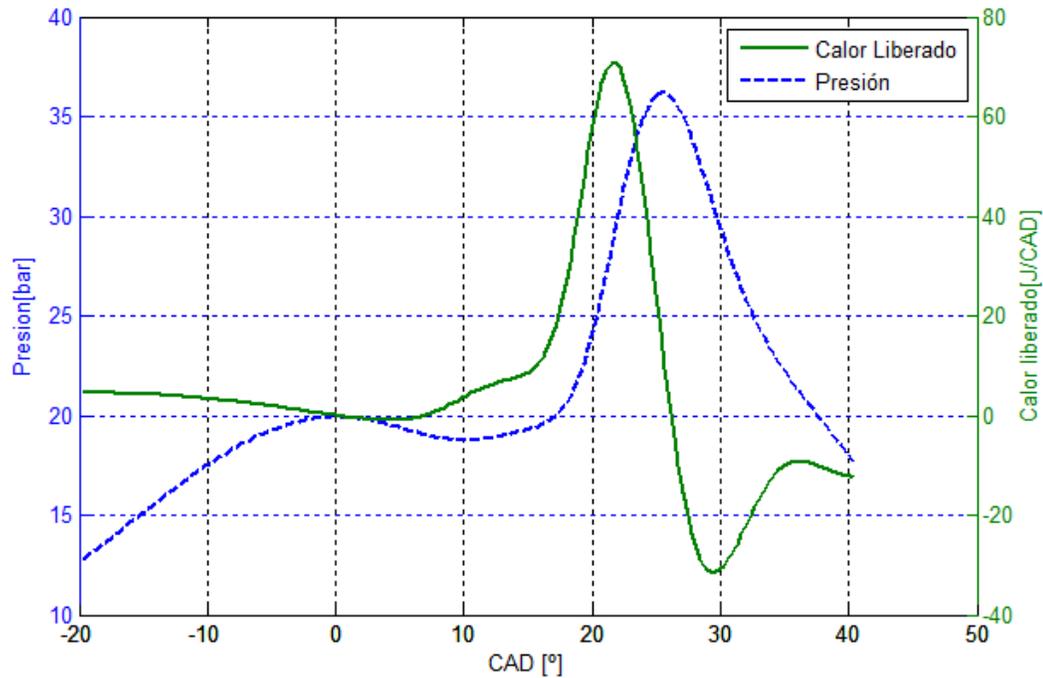


Figura 21. Curva de presión y de razón de liberación de calor para el motor HCCI con E100, A/F 18:1, 1400 rpm. Fuente: Autor.

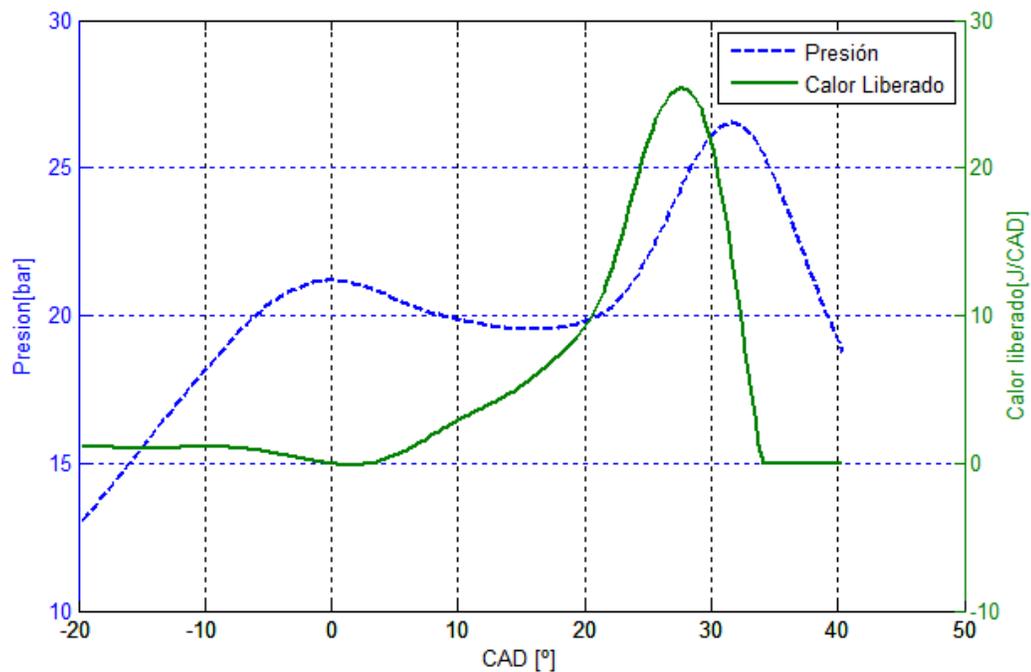


Figura 22. Curva de presión y de razón de liberación de calor para el motor HCCI con E80, A/F 18:1, 1800 rpm. Fuente: Autor.

Adicionalmente, el motor fue operado en las mismas condiciones de mezcla de aire combustible y velocidad de giro que para la prueba con etanol puro. En estas condiciones fue posible operar en modo HCCI con una relación A/F 18:1 en las velocidades de 1800 y 1400 rpm. Por el contrario con una relación A/F de 22.5:1 el motor nunca operó de manera aceptable y solo se encontró una condición de operación aproximada, A/F 21.6:1 y velocidad de giro de 1800 rpm.

En la Figura 22 y la Figura 23 se evidencia como el perfil de presión tiene pendientes menos pronunciadas, y las liberaciones de calor, resumidas en la Tabla 12, son inferiores para la operación con etanol mezclado con agua, así mismo la presión máxima obtenida, para las tres condiciones evaluadas. Contraria a la operación con etanol puro, el motor no tiene un comportamiento más eficiente a la velocidad de 1400 rpm y en ella no fue posible obtener combustión estable al utilizar mezclas con menor cantidad de combustible respecto a una A/F 18:1.

La Figura 24 presenta el perfil de presión dentro de la cámara de combustión para la mezcla con menor contenido de combustible, operando con E80. Como se menciona previamente, en esta condición el motor operó en el límite de validación del coeficiente COV y el perfil de la presión deja ver como posterior al PMS, el aumento de la presión es mínimo, en lo que se puede definir como proceso de combustión, ya que se evidencia como la mezcla absorbe energía para iniciar el proceso de combustión y este fenómeno entrega poca energía respecto a la operación con E80 y mezclas con mayor contenido de combustible, A/F 18:1 respecto a A/F 21.6 de esta prueba. Así mismo, la liberación de calor presenta los valores más bajos de todas las condiciones evaluadas.

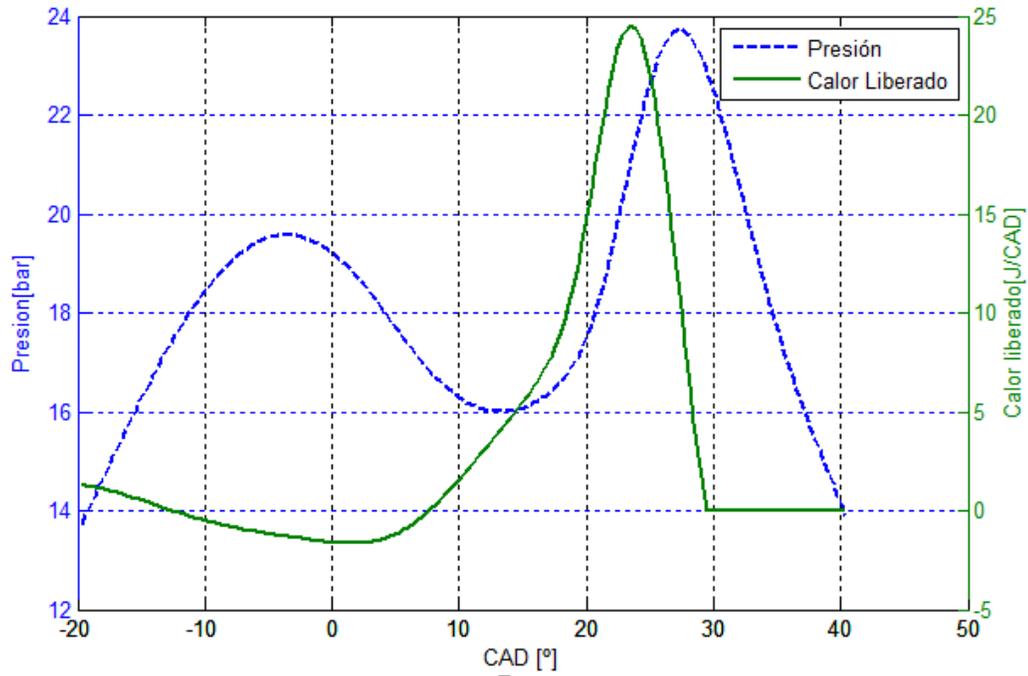


Figura 23. Curva de presión y de razón de liberación de calor para el motor HCCI con E80, A/F 18:1, 1400 rpm. Fuente: Autor.

Por otro lado la combustión inicia antes respecto al etanol puro. En las condiciones de temperatura de admisión, el agua presente en el etanol se evaporará junto con el combustible, y requiere menos tiempo de residencia en la cámara de combustión a presión alta para iniciar el proceso de combustión. Este comportamiento es positivo, si se desea utilizar la mezcla de agua en el proceso de admisión de carga en el motor como herramienta que permita ejercer control sobre el momento y condiciones de inicio de la combustión que permitan optimizar el comportamiento de este tipo de motores. Por otro lado, el agua en el combustible debería retardar el inicio de la combustión, ya que requiere energía para hacer el cambio de fase y se comportará como un compuesto no reactivo en el proceso de combustión.

Investigaciones adicionales deberán desarrollarse sobre este motor en estas condiciones, en especial con una mezcla intermedia, E85 y E90, que permitan confirmar este fenómeno anormal y que no tiene comparación en experiencias bibliográficas consultadas.

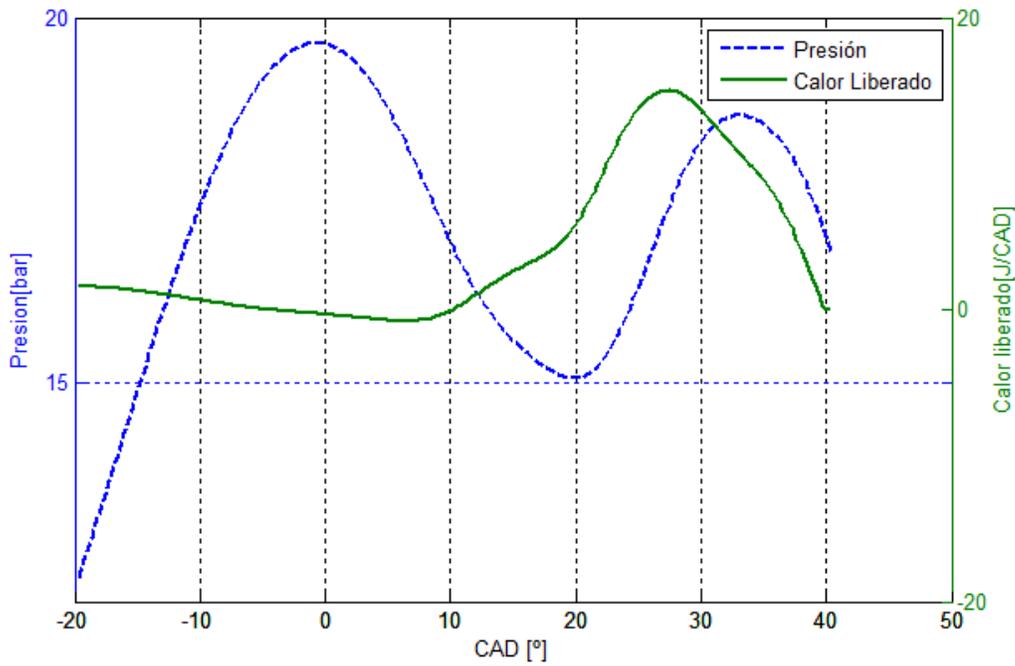


Figura 24. Curva de presión y de razón de liberación de calor para el motor HCCI con E80, A/F 21:1, 1800 rpm. Fuente: Autor.

La liberación de calor es sensiblemente menor para las pruebas con etanol E80, así mismo la potencia no se ve reducida en gran medida, ya que el proceso de combustión inicia antes y es posible que la expansión de los gases realice mejor trabajo sobre la cabeza del pistón.

Otra característica que es común para todas las pruebas realizadas, tanto con E100 y E80 es que el proceso de combustión inicia bastantes grados luego del PMS. En particular la mezcla requiere no solo alcanzar la presión máxima dentro de la cámara, sino que extrae energía unos grados más durante la carrera de potencia para luego si iniciar un proceso de combustión más común en motores HCCI, con un aumento de presión acelerado y una liberación de calor muy rápida y de pocos grados de prolongación. Este comportamiento se puede atribuir al tipo de motor sobre el cual se ha implementado el experimento. En particular con una relación de compresión tan baja con respecto a lo usual en motores HCCI, la mezcla requiere más tiempo para iniciar la combustión. Este fenómeno no es negativo, es inherente al motor y caracteriza el potencial de uso de estas configuraciones, en donde es posible partir de este tipo de

motores encendidos por chispa pero teniendo en cuenta que la relación de compresión se debe llevar al límite que permita el motor para mejorar las prestaciones de la combustión HCCI.

Este límite lo define la integridad de la culata, preferir carreras cortas en donde haya más tiempo para hacer trabajo sobre el pistón con la presión de los gases, garantizar que hay capacidad para enfriar aquellos puntos calientes que se generen producto de la modificación de la culata y apostar a la mayor optimización posible del sistema de mezcla de aire combustible que garantice que toda la energía ingresada en el combustible se encuentra uniformemente mezclada con el oxígeno para aumentar los puntos de inicio de la combustión y tratar que ésta sea lo más completa posible.

Analizando las eficiencias del ciclo, se encuentran valores que están por debajo de los valores de eficiencia que debería entregar un motor HCCI ideal. Es importante entonces tener en cuenta que el sistema de admisión de combustible es el principal elemento a mejorar para poder optimizar el funcionamiento del motor. Valores encontrados de 38% de eficiencia en la operación con etanol puro a 1400 rpm y un A/F 22.5:1 es un valor óptimo y que contrasta con el valor de 28% en las mismas condiciones de combustible y a la velocidad de 1400 rpm. Esto confirma los análisis hechos previamente sobre el comportamiento ideal del motor, en donde la velocidad ideal de operación es la velocidad más baja. Este fenómeno se repite para la operación con etanol mezclado con agua y en general las eficiencias aumentan por el ingreso del agua pero se reducen porque no es posible liberar la energía del combustible, lo que en comparación entre la eficiencia entre E100 y E80 podría concluirse que se equipara el uso de un combustible en este aspecto, lo cual es positivo en función de evaluar el potencial de uso de combustible hidratado en lugar de etanol puro.

4.2.3 Emisiones contaminantes motor Briggs and Stratton

A continuación se presentan los resultados de las mediciones de gases contaminantes producto de la combustión del motor en operación HCCI.

Tabla 13. Resultados de la evaluación de emisiones contaminantes a las pruebas en modo HCCI del motor Briggs and Stratton. Fuente: Autor.

Combustible	A/F	Velocidad giro [RPM]	CO ₂ [g/kWh]	CO [g/kWh]	Óxidos de nitrógeno [g/kWh]	HC [g/kWh]	PM [mg/kWh]
E100	18:1	1800	857.96	139.74	3.90	1.69	0.08
		1400	495.36	141.10	0.69	0.72	0.01
	22.5:1	1800	826.55	64.92	3.05	0.81	0.28
		1400	750.76	39.17	2.86	0.57	0.29
E80	18:1	1360	647.58	41.35	1.83	1.61	0.55
		1800	879.51	117.27	4.23	0.92	0.07
	22.5:1	1800	1005.24	27.20	3.93	0.55	0.43

Adicionalmente se presenta la Tabla 14 en la que se calcula la relación entre la emisión de cada gramo de contaminantes respecto a la cantidad de combustible ingresado al motor.

Tabla 14. Resultados de la evaluación de emisiones contaminantes a las pruebas en modo HCCI del motor Briggs and Stratton en función del consumo de combustible. Fuente: Autor.

combustible	A/F	Vel giro [RPM]	Combustible [g/kWh]	[gCO ₂ /g comb]	[gCO/g comb]	[gNO _x /g comb]	[gHC/g comb]	[gPM/g comb]
E100	18:1	1800	367.0	2.34	0.38	0.0106	0.0046	0.0002
		1400	278.0	1.78	0.51	0.0025	0.0026	0.0000
	22.5:1	1800	281.5	2.94	0.23	0.0108	0.0029	0.0010
		1400	249.4	3.01	0.16	0.0115	0.0023	0.0012
E80	18:1	1360	249.7	3.39	0.17	0.0073	0.0065	0.0022
		1800	555.0	1.58	0.21	0.0076	0.0017	0.0001
	21:1	1800	339.5	2.96	0.08	0.0116	0.0016	0.0013

Material particulado

Los motores operados en modo HCCI son considerados de emisiones despreciables de material particulado, dadas las características inherentes de su proceso de combustión. En este caso se encuentran concentraciones inferiores a 0.1 mg/kWh para todos los test, donde la condiciones de mejor desempeño del motor, obtenidas con un A/F 18:1, E100 y 1400 rpm las emisiones bajan hasta un valor de 0.08 mg/kWh. En general los niveles de concentración de material particulado confirman la premisa de emisión sin partículas de los motores HCCI lo cual se puede confrontar con valores de referencia como el nivel máximo de emisiones para motores encendidos por compresión Diesel según la norma Euro 6 [31]. En este caso el nivel máximo es de 0.01 g/kWh, lo que corresponde a 10 mg/kWh, lo que es 20 veces el peor de los casos encontrados en los diferentes experimentos. En función del combustible que ingresa al motor, en la Tabla 14 se evidencia como la emisión de material particulado es de 1 gramo cada 1000 gramos de combustible en el caso de mayor emisión.

Dióxido de Carbono.

Aunque el CO₂ no es un contaminante regulado, si es de interés evaluar su concentración en función de conocer la calidad de la combustión del motor HCCI. Como referencia, y dadas las características de un motor HCCI que lo podrían potenciar en operaciones a velocidad de giro constante, se tomará un valor de 919 g/kWh [51]. Este valor corresponde a la emisión media en la generación de energía eléctrica mediante el uso de combustibles fósiles en los Estados Unidos. En las pruebas en modo HCCI se encontraron valores por encima de entre 500 y 100 g/kWh para todas las evaluaciones realizadas y en general un comportamiento uniforme con valores inferiores en la operación a 1400 rpm, respecto a las pruebas a 1800 rpm. Los valores a plena carga y 1800 rpm estuvieron todos en el rango de 850 g/kWh, que es un 6% inferior al valor de referencia. Este resultado deja clara la eficiencia obtenida en la operación HCCI, aunque se debe tener en cuenta que se tratan de condiciones específicas y el motor en modo HCCI no podrá presentar un rango amplio de carga.

En particular estos niveles de emisión indican que el proceso de combustión tiene un desarrollo aceptable, si se evalúa en función de que tantos productos estables están

presentes en los gases de escape. Al ser una mezcla con bajo contenido de combustible respecto a la mezcla estequiométrica, si se logra que esta sea homogénea se garantiza que el combustible reaccione con el oxígeno y que tenga suficientes moléculas de este para realizar una combustión completa y no hayan productos intermedios. Este es uno de los problemas de los motores HCCL, y en particular de este experimento los niveles de emisión de CO₂ indican que no se presentó este fenómeno de manera crítica y que la combustión se desarrolló de manera aceptable. A pesar de ello, la relación de masa de combustible y masa de CO₂ deja ver que este proceso ha sido irregular para las diferentes pruebas, lo que infiere que entre las mismas existe un desequilibrio en la tendencia de formación de CO₂.

Monóxido de carbono

El monóxido de carbono es de especial interés en función de conocer que tanto combustible retuvo energía al no desarrollarse la combustión hacia la especie estable, el CO₂. En este caso se encontraron emisiones más altas para la prueba de etanol puro A/F 18:1, con valores que superan el 139 g/kWh. Para los otros experimentos las emisiones tienen concentraciones de 27 a 64 g/kWh con la excepción de la prueba de E80 con A/F 18:1 donde a 1800 rpm se encuentra una concentración de la emisión del 117 g/kWh. Queda claro con este comportamiento que las concentraciones más bajas de CO se presentan en aquellas condiciones en las que el motor opera de manera más eficiente, es decir a la velocidad más baja de las evaluadas en el experimento, 1400 rpm. Por otro lado en las mezclas más pobres de combustible se encuentra también las menores emisiones de CO, efecto natural al encontrarse la combustión con un exceso de aire 2.5 veces en función de la relación estequiométrica correspondiente para el tipo de combustible evaluado.

Estas concentraciones de emisión indican que es necesario estudiar mezclas intermedias entre los valores evaluados de relación A/F donde se pueda mejorar el desempeño del motor sin tener un aumento significativo en dichas emisiones. Adicionalmente un mejor sistema de mezcla y admisión de combustible también influirá en mejorar el desempeño del motor sin impactar las emisiones.

Hidrocarburos sin quemar

Las emisiones de hidrocarburos sin quemar son destacablemente bajas para una operación en modo HCCI. Es natural que este tipo de motores tengan problemas de combustión incompleta pero en este caso las emisiones más altas se encontraron en la prueba de E100 con A/F 18:1 y 1800 rpm con una concentración de 1.69 g/kWh y en esta condición para el E80 con una concentración de 1.61 g/kWh. Las demás condiciones de evaluación tienen valores por debajo de las 0.9 g/kWh. Tomando como referencia nuevamente, un motor encendido por compresión y combustible Diesel de última tecnología euro 6, este tiene un límite de emisión de 0.13 g/kWh. Los valores obtenidos son sensiblemente más altos, en el rango de motores Euro 1 a Euro 3. Estos valores, son bajos, teniendo en cuenta que los motores encendidos por compresión operan en mezclas pobres y tienen emisiones de hidrocarburos sin quemar muy bajas, lo que para el caso del motor en modo HCCI evaluado, es un resultado favorable.

Estas emisiones indican que el motor operó utilizando un gran porcentaje del combustible disponible y haciendo que este reaccionase con el aire en la cámara de combustión. Por tal motivo, el motor en todas las pruebas realizadas presentó una incapacidad de operar con mezclas más pobres a una relación A/F 22.5:1 y en el caso de la prueba con E80 el valor de menor cantidad de combustible fue una relación A/F 21.6:1.

Al reducir la cantidad de combustible, este sería insuficiente para poder realizar el trabajo requerido por el freno motor, razón por la cual la operación se volvía inestable y el COV aumentaba por encima del 10%.

Por último, es importante destacar que reducir los niveles de emisión de hidrocarburos es una tarea posible y de poca complejidad dado que el motor HCCI podría dotarse de sistemas de tratamiento de gases de escape y válvulas de recirculación de gases a la cámara, por lo que los resultados obtenidos desde el punto de vista de emisión de hidrocarburos sin quemar son satisfactorios.

Óxidos de nitrógeno

Los óxidos de nitrógeno no suelen ser un contaminante con altos niveles de emisión en los motores HCCI, toda vez que estos se consideran motores con eficiencias cercanas a las encontradas en motores Diesel pero con los niveles de emisión de PM y Óxidos de nitrógeno de un motor encendido por chispa.

En este caso se encontraron emisiones en el orden de 3.9 g/kWh en las pruebas de 1800 rpm y A/F 18:1 en ambos combustibles como las condiciones de mayor emisión. Para estas mismas condiciones y la velocidad de 1400 rpm el motor presentó las menores concentraciones de Óxidos de nitrógeno con valores de 0.69 y 1.83 g/kWh para el E100 y el E80 respectivamente. Estas condiciones son las de mejor eficiencia del motor, lo que infiere que las emisiones de Óxidos de nitrógeno se relación de manera directa con la eficiencia térmica del equipo.

Por otro lado en las mezclas con menor cantidad de combustible con una A/F 22.5:1, se evidencian unos niveles intermedios de emisión en el orden de 3 g/kWh para ambos combustibles. Es natural que al tener mezclas con muy poco combustible aumente la temperatura de combustión promedio dentro de la cámara de combustión donde se presentan mejores condiciones para la formación de Óxidos de nitrógeno. En función de esto se puede considerar que para este motor la condición de relación aire combustible es un patrón límite si se quiere evitar que las emisiones de Óxidos de nitrógeno aumenten hacia valores críticos que comprometan la evaluación ambiental del equipo. Adicionalmente, y referenciando la emisión nuevamente a la normatividad Euro 6, se tienen emisiones muy superiores, a toda luz que el estándar registra una emisión máxima de 0.4 g/kWh. Aun así, las emisiones están en el rango de la norma euro 4, cuyo valor es de 4.5 g/kWh, en donde se evidencia que aunque las emisiones no son despreciables, el nivel es controlable mediante técnicas ya probadas como sistemas de post combustión, recirculación de gases o catálisis.

Una última característica a destacar, es que a pesar de que los niveles de emisión de Óxidos de nitrógeno no son muy altos, se encuentra por encima de lo esperado, respecto

a [39] y [12] dado el hecho de que el motor HCCI cuenta con temperaturas de combustión más bajas y baja tendencia a la formación de Óxidos de nitrógeno. Es posible que las temperaturas de la cámara de combustión sean muy altas, debido a deficiencias en el sistema de refrigeración del motor (el cual se mantuvo inalterado a pesar de la alta exigencia a la cual se exigió el motor) y / o a una mezcla estratificada dentro de la cámara de combustión. En este caso es necesario continuar con la investigación mediante el análisis directo de la temperatura de operación del motor.

5. Conclusiones

La relación de compresión mínima en la que se puede obtener combustión HCCI con un motor ENCENDIDO POR CHISPA es de 14:1. Para obtener un comportamiento aceptable del motor desde el punto de vista del COV y del desempeño encontrado se requiere una relación de compresión de 15.5:1 o superior

El efecto de la temperatura de admisión en un motor HCCI es vital para que el combustible se evapore y mezcle de manera adecuada con el aire. Adicionalmente, condiciona la mezcla para garantizar que este llegue a condiciones de autoencendido dentro de la cámara de combustión. El efecto en la eficiencia volumétrica y en un balance energético general de la energía invertida en dicho calentamiento no ha sido evaluado en este estudio, pero se entiende que la menor temperatura de admisión permisible para tener una combustión HCCI estable, sería ideal para tener la mejor eficiencia volumétrica y el mejor balance general de calor.

Las presiones encontradas en el motor de combustión interna Briggs and Stratton en modo HCCI son sensiblemente más bajas a aquellas de motores con relaciones de compresión superiores como los presentados del motor Lister. Así mismo, la capacidad de dicho motor Lister para operar en mezclas más pobres está ligada a esa mayor relación de compresión, la cual es una limitante del motor Briggs and Stratton. Adicionalmente, la relación geométrica de el pistón, la biela y el cigüeñal no favorecen la operación del motor en un rango de velocidad como en el que se obtuvo combustión HCCI para las condiciones de estudio.

El motor Briggs and Stratton en modo HCCI con etanol E100 puede generar un 47% de la potencia máxima encontrada en modo encendido por chispa operando a un 60% de la velocidad que se requiere en modo encendido por chispa para dicha

potencia. Esta condición corresponde a E100 con A/F 18:1 y 1800 rpm. En el caso de E80 la mejor condición encontrada presenta una potencia máxima de 40.7% la potencia de referencia en encendido por chispa.

El rango de velocidad del motor Briggs and Stratton en modo HCCI es de 400 rpm, desde 1400 a 1800rpm. Contrasta con el rango de velocidad útil del motor en su estado original encendido por chispa de 2500 a 3600 rpm (1100 rpm).

La presión máxima encontrada en la operación HCCI con E100 fue de 44.58 bares. Con etanol E80 fue de 26 bares. En las pruebas con el motor Lister fueron de 63 y 52 bares para E100 y E80 respectivamente. Estos valores indican una reducción del 46 y 45 % entre ambos motores, respectivamente para E100 y E80.

Las liberaciones de calor máximas del motor Briggs son hasta un 80% mayor con respecto al motor Lister.

Las emisiones de material particulado del motor Briggs and Stratton operado en modo HCCI con etanol anhidro e hidratado son despreciables.

Las emisiones contaminantes de monóxido de carbono para el motor Briggs and Stratton son bajas en función de lo encontrado en la revisión bibliográfica para otro tipo de motores HCCI. Aun así para la evaluación del E100 las emisiones alcanzan niveles del 140 g/kWh en volumen, un valor alto el cual se puede ver reducido en una operación con una mezcla con menor contenido de combustible, A/F 19:1 y 20:1 , sin afectar las prestaciones del motor de manera considerable.

Las concentraciones de óxido de nitrógeno se encuentran entre 1 y 4 g/kWh para las evaluaciones realizadas. Aun así, en las mezclas más pobres el motor tiende a generar mayores emisiones que en las mezclas más ricas de combustible. Por otro lado entre mejor sea la eficiencia del motor, menores son las emisiones de Óxidos de nitrógeno medidas en el escape del motor. Las emisiones están dentro del estándar Euro4 de motores encendidos por compresión, pero son altas para lo esperado en motores HCCI.

La implementación de un sistema de mezcla y homogenización de la mezcla aire combustible puede generar un mejor comportamiento del motor en función de la potencia máxima entregada, el rango de velocidades de operación útil y los niveles de emisiones contaminantes.

La operación de un motor HCCI desde un motor encendido por chispa y en las condiciones de presión atmosférica de Bogotá son adversas dada la baja cantidad de aire disponible en la atmósfera.

El proceso de arranque del motor HCCI requiere una etapa de calentamiento del motor en modo SI. Esto permite que el motor llegue a una temperatura óptima en el bloque y la culata para permitir el paso a combustión HCCI.

La combustión dual HCCI - encendido por chispa en función de la carga requerida y la velocidad de giro esperada es un potencial en la conversión de motores encendidos por chispa, dadas las bajas relaciones de compresión que se pueden alcanzar con el bloque de un motor encendido por chispa y el buen desempeño a bajas velocidades y media-baja carga del motor en modo HCCI.

6. Trabajo futuro

Con base a la experiencia obtenida a lo largo de esta investigación, y teniendo en cuenta las consideraciones específicas de la misma, se ha planteado una serie de actividades que pueden incluir variables que permitan mejorar los resultados obtenidos hasta el momento, así como considerar otros escenarios que permitan fortalecer la base de conocimiento hasta el momento desarrollada, en referencia a los procesos de combustión de motores HCCI con combustibles como el Etanol Anhidro y Etanol mezclado con agua.

Las principales actividades futuras a realizar para dar continuidad a esta investigación son:

Desarrollo de múltiple de admisión específico con modelado asistido por computador y optimización de geometría, posición de inyector, consideraciones de inyección secuencial y / o múltiple

Instalación de sistema de sobrecarga de admisión de aire y estudio del efecto de este sistema en la operación del motor HCCI con diferentes combustibles y diferentes condiciones de carga.

Instalación de válvula de recirculación de gases de escape para evidenciar los efectos de la admisión de mezcla fresca parcial con gases escape en función de reducir las emisiones contaminantes de hidrocarburos sin quemar y monóxido de carbono, así como mejorar la capacidad de control del proceso de combustión y aumentar en rango de rpm útil del motor.

Instalación de sistema inyector bomba de alta presión para mejorar el proceso de atomización y mezcla del aire combustible. Así mismo adquirir componentes que garanticen su desempeño para uso con etanol puro E100 a lo largo de toda su vida útil.

Migración a un bloque motor diesel que permita la operación con relaciones de compresión superiores a 19:1 que permitan una operación más estable y con mayor eficiencia termodinámica, usando la base de gestión de motor y toma de datos desarrollada para el motor Briggs and Stratton.

7. Bibliografía

- [1] G. Kalghatgi, *Fuel/Engine Interactions*, Warrendale, Pennsylvania: SAE International, 2014.
- [2] USEIA, «Energy Information Administration, US,» 23 04 2015. [En línea]. Available: <http://www.eia.gov/tools/faqs/faq.cfm?id=23&t=10>.
- [3] Fendipetroleo, «Fendipetroleo,» 2014. [En línea]. Available: http://www.fendipetroleo.com/newweb/index.php?option=com_content&view=article&id=141&Itemid=71. [Último acceso: 23 04 2015].
- [4] RFA, «Renewable Fuels Association,» 21 05 2014. [En línea]. Available: <http://www.ethanolrfa.org/news/entry/global-ethanol-consumption-to-reduce-ghgs-by-over-106-million-tonnes-in-14/>.
- [5] F. D. Mayer, L. A. Feris, N. R. Marcilio y R. Hoffmann, «Why small-scale fuel ethanol production in Brazil does not take off?,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, pp. 687-701, 2015.
- [6] G. Kalghatgi, «Developments in internal combustion engines and implications for combustion science and future transport fuels,» *Proceedings of the Combustion Institute*, pp. 101-115, 2015.
- [7] R. Magnusson, C. Nilsson y B. Andersson, «Emissions of Aldehydes and Ketones from a Two-Stroke Engine Using Ethanol and Ethanol-Blended Gasoline as Fuel,» *Environ. Sci. Technol*, pp. 1656-1664, 2002.

- [8] R. Tanner, A. Miguel, J. De Andrade y S. Gaffney, «Atmospheric Chemistry of Aldehydes PAN formation from Ethanol fueled vehicular emissions,» *Environ. Sci. Technol.* 22, pp. 1026-1034, 1998.
- [9] UPME, «Biocombustibles en Colombia,» Bogotá, 2011.
- [10] R. Stone, *Introduction to Internal Combustion Engines*, 4 Ed, Basingstoke: Palgrave Macmillan, 2012.
- [11] R. D. Reitz, «Gasoline-diesel “cocktail” — a potent recipe for cleaner, more efficient engines,» *Initiatives in energy, health, nanotechnology, security, and information technology; College of Engineering The University of Wisconsin-Madison*, 2009.
- [12] A. G. Charalambides, «Homogenous Charge Compression Ignition (HCCI) Engines,» de *InTech*, 2013, p. Chapter 4.
- [13] R. Roberts, H. Stanglmaier y E. Charles, «Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI): Benefits, Compromises, and Future Engine Applications,» *SAE TECHNICAL PAPER SERIES*, 1999.
- [14] D. DAHL, «Gasoline Engine HCCI Combustion Extending the high load limit,» Department of Applied Mechanics CHALMERS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY, Goteborg, Sweden, 2012.
- [15] H. Zhao, *Hcci and Cai Engines for the Automotive Industry*, England: Wood-head publishing limited, 2007.
- [16] M. Yao, Z. Zheng y H. Liu, «Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines,» *Progress in Energy and Combustion Science*, pp. 399-433, 2009.
- [17] R. K. Maurya y A. K. Agarwal, «Experimental study of combustion and emission characteristics of ethanol fuelled port injected homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion engine,» *Applied Energy 88 Elsevier*, pp. 1169-1180,

2011.

- [18] M. Christensen y B. Johansson, «Influence of Mixture Quality on Homogeneous Charge Compression Ignition,» *SAE Technical Paper*, 1999.
- [19] A. Khaliq, S. K. Trivedi y I. Dincer, «Investigation of a wet ethanol operated HCCI engine based on first and second law analyses,» *Applied Thermal Engineering*, pp. 1-9, 2011.
- [20] B. Harisankar y S. Murugan, «Homogeneous chargecompression ignition (HCCI) combustion: Mixture preparation and control strategies in diesel engines,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, pp. 732 - 746, 2014.
- [21] S. Gan, H. Kiat y K. M. Pang, «Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) combustion: Implementation and effects on pollutants in direct injection diesel engines,» *Applied Energy*, pp. 559 - 557, 2011.
- [22] A. F. Pacheco, M. E. Martins y H. Zhao, «New European Drive Cycle (NEDC) simulation of a passenger car with a HCCI engine: Emissions and fuel consumption results,» *Fuel*, pp. 733-739, 2013.
- [23] D. Yap, S. Peucheret, A. Megaritis, M. Wyszynski y H. Xu, «Natural gas HCCI engine operation with exhaust gas fuel reforming,» *Hydrogen Energy*, pp. 587-595, 2006.
- [24] A. Megaritis, D. Yap y M. Wyszynski, «Effect of inlet valve timing and water blending on bioethanol HCCI combustion using forced induction and residual gas trapping,» *Fuel*, pp. 732-739, 2008.
- [25] J. H. Mack, S. M. Aceves y R. W. Dibble, «Demonstrating direct use of wet ethanol in a homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine,» *Energy*, pp. 782-787, 2010.
- [26] J. Martinez-Frias, S. M. Aceves y D. L. Flowers, «Improving Ethanol Life Cycle

- Energy Efficiency by Direct Utilization of Wet Ethanol in HCCI Engines,» *Journal of Energy Resources Technology Asme*, pp. 332-337, 2007.
- [27] M. Sjoberg y J. E. Dec, «Effects of EGR and its constituents on HCCI autoignition of ethanol,» *Proceedings of the Combustion Institute*, p. 3031–3038, 2011.
- [28] J. D. Támara Jaramillo, *Investigación teórico experimental del desempeño de un motor HCCI operado con Etanol anhidro [E100] e hidratado [E80]*, 2014.
- [29] Intermecc, «Intermecc,» 2014. [En línea]. Available: http://www.intermecc.com.co/pdf/acoples_cadena.pdf.
- [30] SOF, «Society of Robots,» 2014. [En línea]. Available: http://www.societyofrobots.com/sensors_encoder.shtml.
- [31] Delphi, «Delphi Corporation support web site,» 2014. [En línea]. Available: <http://am.delphi.com/>. [Último acceso: 16 01 2014].
- [32] N. I. Corporation, *LabView*, 2012.
- [33] Kistler, «<http://web.sensor-ic.com:8000/ZLXIAZAI/KISTLER/000-699e-07.10.pdf>,» [En línea].
- [34] Kistler, «<file:///C:/Users/x450c/Downloads/000-719e-07.09.pdf>,» [En línea].
- [35] E. P. Company, «<http://www.encoder.com/quickreference.html>,» [En línea].
- [36] Dekati Ltd, "Elpi+ User Manual," 2012.
- [37] Dekati Ltd, "FPS 4000 User Manual," 2012.
- [38] L. Cachon y D. Imhof, *NanoMet3, Portable solid nanoparticle counter for vehicle exhaust emissions*, 2013.
- [39] H. Acevedo Gamboa, J. D. Támara Jaramillo y J. F. Rodríguez Rueda, «Effect Of

-
- Anhydrous And Hydrous Ethanol On Performance Aan Non-Regulated Emissions Of An HCCI Engine,» *ASME 2012 Internal Combustion Engine Division Fall Technical*, pp. 393-401, 2012.
- [40] SAE, «Engine Power Test Code—Spark Ignition and Compression Ignition—Net Power Rating,» de *Surface Vehicle Standard*, 2004.
- [41] I. Schifter, L. Diaz, J. Gómez y U. Gonzalez, «Combustion characterization in a single cylinder engine with mid-levels hydrated ethanol–gasoline blended fuels,» *Fuel*, pp. 292-298, 2013.
- [42] J. Heywood, *Internal Combustión Engine Fundamentals*, McGraw Hill, 1988.
- [43] J. Chang, O. Guralp, F. Zoran, D. Assanis y T.-W. Kuo , «New Heat Transfer Correlation for an HCCI Engine Derived from Measurements of Instantaneous Surface Heat Flux,» *SAE TECHNICAL PAPER SERIES*, 2004.
- [44] S. Hensel, F. Sarikoc, F. Schumann, H. Kubach, A. Velji y U. Spicher, «A New Model to Describe the Heat Transfer in HCCI Gasoline Engines,» *SAE Int. J. Engines*, 2009.
- [45] H. Soyhan , H. Yasar, B. Head, H. Walmsley, G. Kalghatgi y C. Sorousbay, «Evaluation of heat transfer correlations for HCCI engine modelling,» 2008.
- [46] F. Payri, J. M. Lujan y A. Abbad, «Digital signal processing of in-cylinder pressure for combustion diagnosis of internal combustion engines,» 2008.
- [47] R. K. Maurya, D. D. Pal y A. K. Agarwal, «Digital signal processing of cylinder pressure data for combustion diagnostics of HCCI engine,» *Mechanical Systems and Signal Processing*, pp. 95 - 109, 2011.
- [48] R. L. Norton, *Diseño De Maquinaria, Diseño de Motores*, McGraw Hill, 2005.
- [49] Ecopetrol, «Gasolina motor extra, Catalogo de producto,» 2015. [En línea].

Available:

http://www.ecopetrol.com.co/especiales/Catalogo_de_Productos/pdf/Ecopetrol%20Gasolina%20motor%20extra%20VSM-01.pdf. [Último acceso: 01 01 2015].

- [50] Ford Research and Advance Engineering, «Advanced Gasoline Turbocharged Direct,» 2011 DOE Vehicle Technologies Program Review, 2011.
- [51] U. E. I. A. USEIA, «Indepent Staticstics & Analysis US Energy Information Administration,» 20 03 2015. [En línea]. Available: <http://www.eia.gov/tools/faqs/faq.cfm?id=74&t=11>. [Último acceso: 20 03 2015].
- [52] J. P. G. Montoya, «Estudio teórico y experimental de la conversión de un motor diesel a encendido provocado, utilizando como combustible mezclas de biogás y metano.,» Facultad de Ingeniería Universidad de Antioquia., Medellín, 2012.
- [53] H. Fiertz, C. Houle, P. Steigmeier y H. Burtscher, «Design, Calibration and Field Performance of a Miniature Diffusion Size Classifier,» *Aerosol Science and Technology*, pp. 37-41, 2011.
- [54] A. Megaritis, D. Yapb y M. Wyszynskic, «Effect of water blending on bioethanol HCCI combustion with forced induction and residual gas trapping,» *Combustion science and technology*, pp. 2039-2068, 2007.
- [55] S. International, «Engine Power Test Code—Spark Ignition and Compression Ignition—Net Power Rating,» de *Surface Vehicle Standar*, 2004.
- [56] Delphi, «Worldwide Emissions Standards Heavy Dutty and Off Road Vehicles,» Delphi, 2011.