



LOS LIBERTADORES

FUNDACIÓN UNIVERSITARIA

**REVISION BIBLIOGRAFICA: HCCI “EL FUTURO DE LOS MOTORES A
COMBUSTIÓN INTERNA”**

ANDRES FRANCISCO LADINO CARDENAS

**FUNDACIÓN UNIVERSITARIA LOS LIBERTADORES
FACULTAD DE INGENIERÍA
PROGRAMA INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ
2019**

HCCI “EL FUTURO DE LOS MOTORES A COMBUSTIÓN INTERNA”

ANDRES FRANCISCO LADINO CARDENAS

Trabajo de grado para optar por el título de Ingeniero Mecánico

Director
ALEXANDER GARCIA MARIACA
Ingeniero Mecánico

FUNDACIÓN UNIVERSITARIA LOS LIBERTADORES
FACULTAD DE INGENIERÍA
PROGRAMA INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ
2019

CONTENIDO

Pág.

INTRODUCCIÓN	4
1. OBJETIVOS.....	6
1.1 OBJETIVO GENERAL	6
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	6
2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	7
2.1 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA	7
2.2 JUSTIFICACIÓN	9
2.3 PREGUNTA DE INVESTIGACION.....	10
3. MARCO DE REFERENCIA.....	11
3.1 MARCO LEGAL	11
3.2 MARCO TEÓRICO.....	12
3.2 MARCO CONCEPTUAL.....	14
4. ESTADO DEL ARTE.....	16
5. ANÁLISIS.....	48
6. CONCLUSIONES	51
7. RECOMENDACIONES	52
8. BIBLOGRAFIA.....	52

INTRODUCCIÓN

El sector automotriz ha estado investigando, desarrollando y produciendo vehículos con motores a combustión interna más limpios y eficientes, enfocándose principalmente en reducir las emisiones de gases, material particulado y consumo de combustible debido a que los gobiernos han establecido legislaciones cada vez más estrictas sobre los niveles de elementos contaminantes que pueden emitir los vehículos y a los altos impuestos en los combustibles fósiles, cabe resaltar que las reservas petróleo en el mundo se hacen cada vez menores. Estos dos factores han ejercido una presión masiva sobre los fabricantes de vehículos los cuales generaron que en los últimos 30 años los niveles de emisiones de NOx, CO y COV de los vehículos se hayan reducido drásticamente y esto se ha logrado en gran medida mediante el uso de sistemas de pos tratamiento de gases de escape, como el convertidor catalítico.

También se está empezando a trabajar y estudiar motores híbridos ya sea (diésel / eléctrico) o (gasolina / eléctrico) los cuales reducen el uso de combustibles fósiles y se puede esperar que aumente su popularidad ya que estos pueden llegar a ser un impulsor para lograr obtener un vehículo práctico y asequible con cero emisiones con un rendimiento aceptable, gracias a estos motores híbridos se están presentando desarrollos en la tecnología tradicional de motores de gasolina SI y diésel de CI generando grandes mejoras en las emisiones y el consumo de combustible.

Además de los motores ya sea completamente eléctricos o híbridos ha estado surgiendo una nueva tecnología de combustión alternativa durante la última década, comúnmente conocida como combustión de encendido por compresión de carga homogénea (HCCI) o combustión por auto ignición controlada (CAI, por sus siglas en inglés), que tiene el potencial de lograr eficiencias superiores a las unidades de GDI y se acerca a las de un motor CI actual pero con niveles de emisiones de NOx en bruto de hasta dos niveles de magnitud más bajos que cualquiera de ellos, y prácticamente sin emisiones de humo. Sus capacidades ofrecen el potencial de cumplir con la legislación de emisiones actual y futura, sin la necesidad de sistemas de pos tratamiento de gases de escape costoso, complejo e ineficiente. Si bien los beneficios potenciales de esta nueva tecnología de combustión son significativos, este modo de combustión enfrenta su propio conjunto de desafíos, como la dificultad para controlar la fase de combustión, un rango operativo restringido y altas emisiones de hidrocarburos.

Debido a la gran oportunidad e importancia que puede tener los motores HCCI en la actualidad se ha querido en el siguiente trabajo de grado desarrollar un artículo de revisión bibliográfica el cual mostrara los avances y hechos importantes que se han tenido en los motores a combustión interna HCCI a lo

largo de últimos años, esto se lograra a partir de una exhaustiva revisión de literatura científica, con el fin de condensar los avances en los últimos años en el tema y orientar a futuros investigadores para el desarrollo de esta tecnología. La metodología a seguir en este trabajo se iniciará con una búsqueda, consulta y selección de publicaciones referentes al tema la cuales son de gran utilidad para la construcción del artículo, posteriormente, se sintetiza y extrae la información más significativa del material seleccionado, y para finalizar se discute y se dan conclusiones respondiendo a los interrogantes que emerjan en la elaboración del artículo.

1. OBJETIVOS

1.1 OBJETIVO GENERAL

Realizar una revisión bibliográfica de motores de combustión interna operando en modo de encendido por compresión con carga homogénea.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Seleccionar, categorizar y clasificar la información sobre motores de combustión interna operando en modo HCCI, encontrada en las bases de datos.
- Evaluar y documentar la información previamente clasificada y categorizada de motores de combustión interna operando en modo HCCI
- Analizar el posible impacto del uso de la tecnología HCCI en motores de combustión interna y sus limitaciones tecnológicas para su comercialización

2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

2.1 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

En la actualidad, más del 80% del suministro mundial de energía, proviene de los combustibles fósiles, como lo es el petróleo, el gas natural y el carbón. A nivel mundial, el petróleo proporciona un tercio de las necesidades energéticas globales, el carbón más de una cuarta parte y el gas natural más de una quinta y el 20% restante es suministrado por la energía nuclear (6%) y por ultimo las fuentes de energía renovables con un (13%), este último grupo se encuentra comprendido por la energía solar, la eólica, energía hidroeléctrica, la biomasa y las demás energías renovables “modernas”. [1]

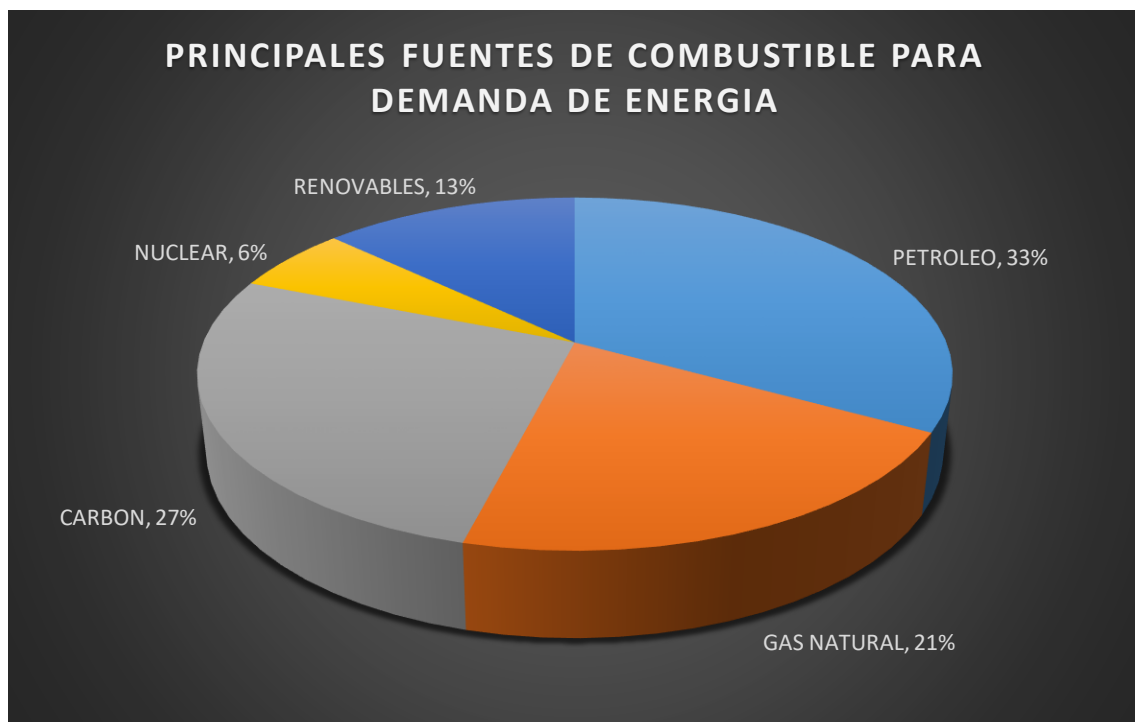


Figura 1. Participación mundial de fuentes de energía. [1]

Al ver la anterior ilustración se evidencia que existe una gran predominación de las energías no renovables con un 87 % sobre las renovables que apenas cuentan con un 13 % de participación. Dentro de este 13 %, la energía renovable que tiene una mayor participación es la hidráulica con un 72,8 % como se puede observar en la figura1.

En el caso de Colombia se tiene que la mayor fuente de generación de energía es la hidroeléctrica seguida de una no tan notable generación por gas, y una generación por carbón, estos tres grupos son los más significativos, aunque también existen otras fuentes como los combustibles, y otras fuentes como lo son las renovables. A continuación, se muestra las diferentes fuentes de generación de energía y el desarrollo a lo largo de los últimos años:

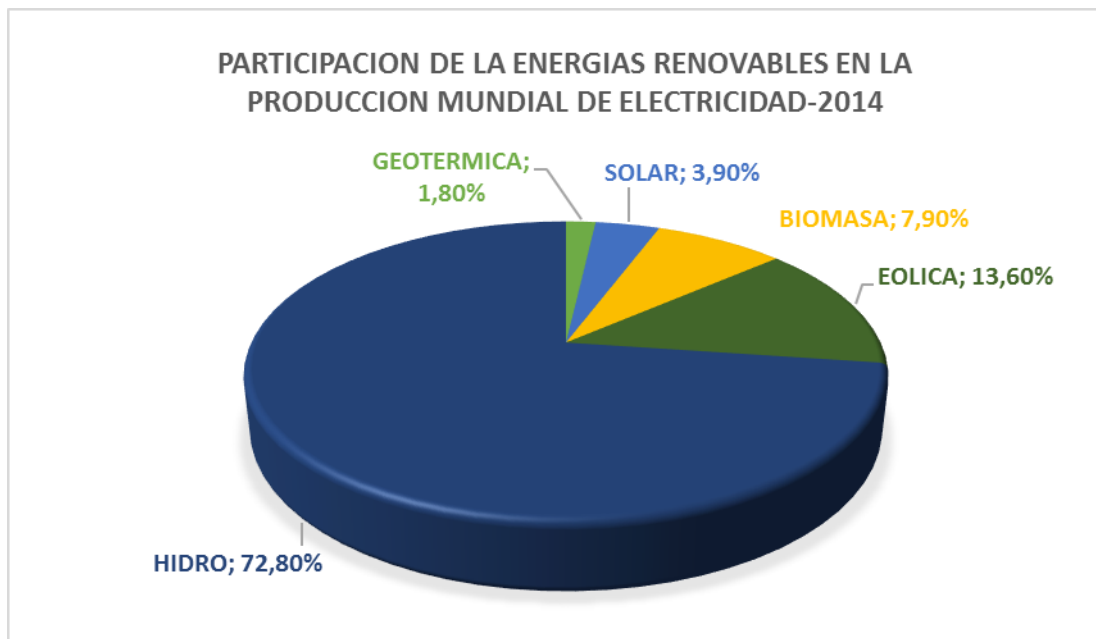


Figura 2. Participación de las energías renovables en la producción mundial de electricidad [55]

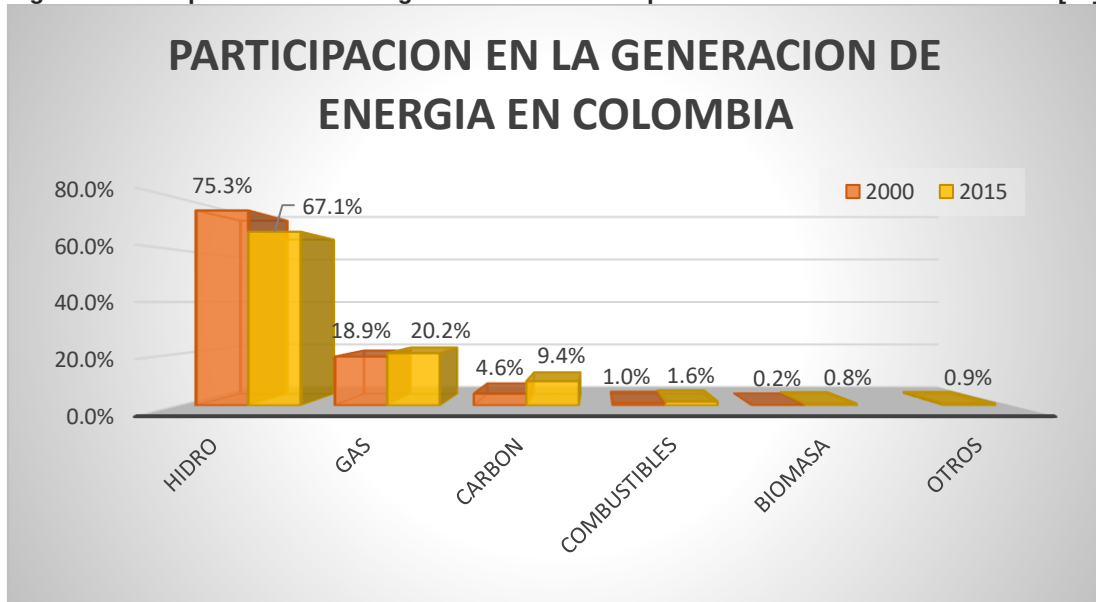


Figura 3. Participación nacional en la generación de energía. [55]

También se tiene que existe varios problemas anexos a utilización de energías no renovables y más especialmente con el uso de combustibles fósiles:

- La problemática ambiental y el cambio climático.
- La inestabilidad geopolítica de las regiones productoras de hidrocarburos.
- El posible agotamiento de las combustibles fósiles.

Sin duda, el proceso de extracción y utilización de los combustibles fósiles es más contaminante que el de las energías renovables, siendo especialmente relevantes las elevadas emisiones de CO_2 producidas en la combustión del

carbón, la gravedad de los accidentes en las infraestructuras o instalaciones de gas natural, así como los impactos de los vertidos de crudo. [1]

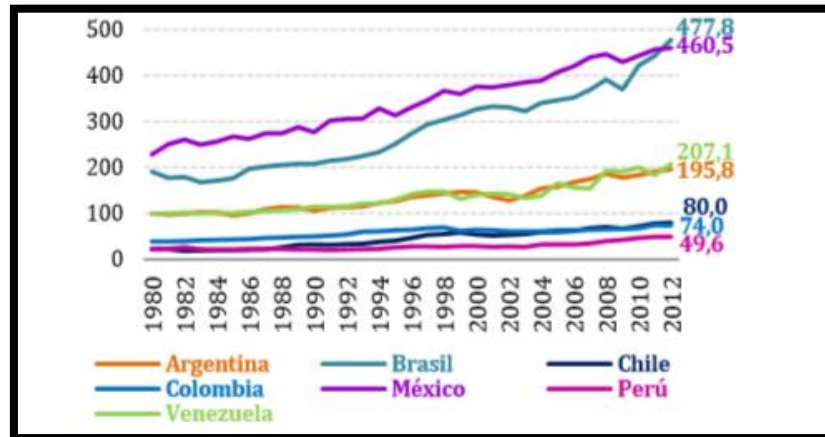


Figura 4. Emisiones de CO₂ para países latinoamericanos 1980-2012. [1]

Con lo anteriormente visto podemos ver que existe una gran dependencia de las fuentes de energía no renovables y que en Colombia se tiene como fuente principal las hidroeléctricas, esto genera que en los sitios de alejados de las mismas no se cuente con energía y si la hay no es de la mejor calidad. Por lo tanto, una gran oportunidad para la generación de energía son los motores HCCI ya que a partir de estos podremos generar energía, mediante el uso de diferentes combustibles y bajo un costo-beneficio bastante atractivo.

A principios del nuevo milenio se incrementó el interés de parte de la ingeniería automotriz en el desarrollo de una nueva tecnología de combustión, debido a esto se han publicado cientos de artículos en varias conferencias internacionales y en diversas revistas por lo cual hay cientos de publicaciones y artículos de gran valor que aguardan ser revisados y estudiados. [2] Al presentarse tanta variedad y cantidad de documentos se hace necesario e interesante realizar un artículo de revisión que recaude y sintetice los avances más importantes que se han tenido en la tecnología de combustión HCCI.

2.2 JUSTIFICACIÓN

En un país de tercer mundo como lo es Colombia es de gran importancia tener fácil acceso a la energía ya que esta permite que se tenga un crecimiento económico de la región, pero lamentablemente existe sitios y poblaciones en las cuales no se alcanza a tener dicho recurso, por lo que se hace necesario tener otras fuentes de generación de energía ya sean renovables o no renovables. El inconveniente de las energías renovables es el costo excesivo de algunos elementos por, o que para una población de extrema pobreza no es algo viable, por lo cual se propone un motor a combustión interna modificado HCCI para que trabaje con combustibles de fácil acceso como la biomasa, gas LPG, o combustibles fósiles, trayendo un generador de energía de fácil acceso.

El motor de encendido por compresión con carga homogénea (HCCI, por sus siglas en inglés) es un motor a combustión interna, el cual posee características tanto como del motor de ignición por chispa (SI) como del ignición por compresión (CI), ya que este maneja una mezcla homogénea como en el (SI) y una ignición por compresión (CI) por lo cual es un motor híbrido y de gran versatilidad en el uso de múltiples combustibles, lo que lo hace un motor atractivo tanto para la generación de energía como para la industria automotriz.

Por lo tanto, el presente proyecto reunirá gran parte de los adelantos y avances que se han tenido con esta clase de motores, lo que aportará primer lugar nuevos conocimientos a las personas involucradas en el campo de los motores a combustión interna HCCI y abrirá caminos en pro del desarrollo de este tipo de tecnología de combustión.

No obstante, generara un gran aporte a la facultad de ingeniería dándole fortalecimiento y mostrando el material que puede llegar a producir, como en este caso una fuente de información confiable y veraz dirigida a ingenieros interesados en el desarrollo de los motores HCCI.

2.3 PREGUNTA DE INVESTIGACION

Al tratar con motores HCCI se generan grandes interrogantes ya que es una nueva tecnología que gracias a la ingeniería se encuentra en desarrollo constantemente. Uno de los grandes planteamientos que busca este trabajo de grado radica en conocer ¿Cuál es el estado tecnológico actual de los motores de combustión interna?

3. MARCO DE REFERENCIA

3.1 MARCO LEGAL

En Colombia, existe una amplia legislación para el sector eléctrico y el reto de desarrollar un marco normativo que impulse el desarrollo de estas energías. La Ley de Servicios Públicos (Ley 142) y la Ley Eléctrica (Ley 143 de 1994), definieron los lineamientos generales para la prestación del servicio público domiciliario de energía eléctrica y el marco legal para el desarrollo de la regulación sectorial por parte de la Comisión de Regulación de Energía y Gas (CREG). [1]

Tabla 1. Instituciones involucradas en la generación de energía. [1]

FUNCION	ENTIDAD
Dirección	Presidencia de la república MINMINAS
Política sectorial	Min Minas DNP y Min Hacienda
Legislación	Congreso de la republica
Planeación	UPME y CAPT
Regulación	CREG
Operación y mercado	XM-CND-CON-ASIC-CAC
Prestación del servicio	Empresas de Generación, transmisión, distribución y comercialización
Control y vigilancia	Superintendencia de servicios públicos
CAPT: Comité Asesor de la Transmisión	
CND: Centro Nacional de Despacho	
CNO: Comité Nacional de Operaciones	
CAC: Comité Asesor de Comercialización	
ASIC: Administración del Sistema de Intercambios Comerciales	

Así mismo, la Ley 697 de 2001 declaró el Uso Racional y Eficiente de la Energía (URE) como un asunto de conveniencia nacional. Además, creó el Programa Nacional de URE (PROURE), en el que se promueven la eficiencia energética y otras formas de energías no convencionales.

La Ley 788 de 2002 estableció una exención al impuesto de renta sobre los ingresos derivados de la venta de energía eléctrica generada a partir de residuos agrícolas, fuentes eólicas y biomasa. Esta Ley exige el cumplimiento de 2 requisitos: tramitar certificados de emisión de CO₂ y, que al menos 50,0% de los recursos obtenidos por la venta de dichos certificados se inviertan en obras de beneficio social en la región donde opera el generador.

Según la UPME, la canasta energética de Colombia puede diversificarse a través de los biocombustibles, tras la reglamentación de la Ley 693 de 2001,

que definió las normas sobre el uso de alcoholes carburantes y los estímulos para su producción, comercialización y consumo.

Posteriormente, la Ley 939 de 2004, excluyó al biodiesel del pago de impuesto a las ventas e impuesto global, para uso en motores diésel y mezcla con ACPM. El Documento CONPES 3510 de 2008 estableció los lineamientos de política para promover la producción sostenible de biocombustibles en el País.

Ley 1715 de 2014 Esta Ley, que está en proceso de reglamentación, tiene como objetivos generales promover la eficiencia energética y la utilización de Fuentes No Convencionales de Energía Renovables (FNCER), en el SIN y en las Zonas No Interconectadas (ZNI), reducir las emisiones de GEI y cumplir acuerdos internacionales. [1]

Tabla 2. Imagen decretos importantes de la ley 1715 de 2014. [1]

Acto administrativo	Descripción general
Decreto 2469 de 2014	Establece lineamiento de política energética en materia de entrega de excedentes de autogeneración. La CREG regula la actividad de autogeneración a gran escala en el SIN, en la resolución 024 de 2015
Decreto 2492 de 2014	Define disposiciones en materia de implementación de mecanismos de respuesta de la demanda
Decreto 1623 de 2015	Establece una expansión de cobertura del servicio de energía eléctrica en el sistema Interconectado Nacional y en las ZNI
Resolución UPME 281 de 2015	Define el límite máximo de autogeneración a pequeña escala
Decreto 2143 de 2015	Reglamentación de los incentivos tributarios de ley 1715
Resolución UPME 045 de 2016	Procedimiento para certificación a proyectos FNCER para acceder a incentivos tributarios Ley 1715
Resolución UPME 143 de 2016	Registro de proyectos FNCER en UPME

3.2 MARCO TEÓRICO

3.2.1 Que es HCCI?

HCCI significa carga homogénea encendido por compresión que significa que es una mezcla de aire / combustible homogénea se comprime a la ignición. Por lo tanto, el HCCI puede ser descrito como un híbrido del conocido motor de ignición por chispa (SI), también llamado motor Otto, y de encendido por compresión (CI), también denominado motores diésel. Como en un motor SI, el combustible y el aire se mezclan en una mezcla homogénea. En lugar de utilizar una bujía para encender la mezcla, el encendido se inicia como en un

motor de CI, donde la temperatura de la mezcla aumenta durante la carrera de compresión y llega a un punto de auto-ignición. [3]

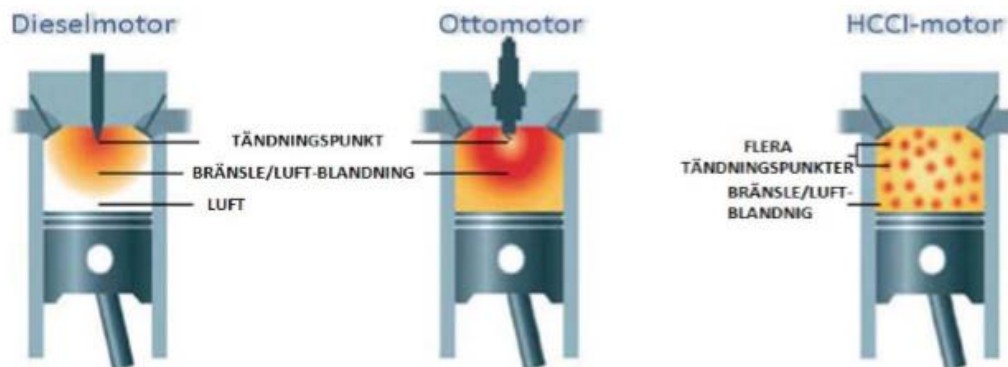


Figura 5. Diferencias de los tipos de combustión en tres modos de operación del motor a combustión interna. [3]

La auto-ignición se hace posible debido a la mezcla homogénea, lo que significa que toda la mezcla se enciende al mismo tiempo. Una gran ventaja de HCCI es que puede ser operada con menos de combustible con respecto al aire, es decir, a la puede ser accionado con un alto valor de λ (proporción de aire en la mezcla de combustible). [3]

El principio HCCI incorpora las mejores características tanto del SI y los principios motores de CI. Se homogeneiza la mezcla, lo que minimiza las emisiones de partículas y la mezcla es la compresión de encendido usando altas relaciones de compresión, sin estrangulamiento pérdidas y con la duración de combustión más corto, lo que conduce a alta eficiencia. El principio de la SI tiene una baja eficiencia a carga parcial, donde el HCCI tiene buena eficiencia. El motor CI tiene similar eficiencia como motor HCCI, pero el primero genera partículas de hollín y NOx. Especialmente las emisiones de NOx sería un problema con el fin de cumplir con la legislación de emisión próxima, ya que no se puede reducir de manera adecuada mediante un catalizador de tres vías. Un catalizador de reducción de NOx es hoy caro. NOx depende principalmente de la temperatura de la combustión. Las bajas emisiones de PM y NOx en los motores de HCCI son el resultado de la mezcla homogénea diluida de aire y combustible, además de las temperaturas de combustión bajas. [1].

3.1.2 Propiedades del combustible para HCCI

Un motor HCCI puede ser operado en una amplia gama de combustibles, pero los combustibles tienen propiedades diferentes que tienen efectos significativos en el rango de operación. Las propiedades del combustible deben ser tales que el motor pueda funcionar en modo HCCI, tanto a baja como a alta carga. Dado que los beneficios con HCCI disminuyen a alta carga, el combustible podría utilizarse para la operación SI. Existen varios estudios sobre las características de diferentes combustibles en un motor HCCI, para obtener un combustible que sea adecuado para HCCI.

Los números de octano - Número de Octano de Investigación (RON) y Número de Octano de Motor (MON) - se utilizan para caracterizar el combustible para motores SI y el número de cetano para caracterizar el combustible para

motores de CI. Mientras que RON, MON y cetano pueden no tener relevancia para caracterizar la combustión HCCI, sigue siendo importante encontrar caracterizaciones eficaces de las propiedades del combustible HCCI. Los motores HCCI tienen requisitos sobre el combustible que difieren de otros motores y una especificación de combustible de la combustión HCCI debe ser desarrollado. Los combustibles con un índice de octano similar pueden tener una combustión HCCI diferente, la formación del combustible tiene un efecto significativo sobre la combustión. En la combustión de HCCI, el reto es principalmente obtener el opuesto, un retardo de encendido más largo y una velocidad de combustión más lenta. [3]

3.2 MARCO CONCEPTUAL

Para la clasificación de los artículos científicos se tuvieron en cuenta las siguientes características:

- Artículos fueran creados o con fecha de publicación no mayor a 10 años.
- Claridad en las variables desarrolladas en la investigación como características del motor, combustibles trabajados, forma de obtención de la ignición, y emisiones.
- Existencia de un proceso y montaje profesional mediante el cual lograron obtener los resultados y mediciones presentados en el artículo
- Obtención de resultados concretos con los motores HCCI en términos de potencia entregada y eficiencia tanto de consumo de combustible como de emisiones.

Durante el desarrollo del artículo es de vital importancia tener en cuenta los siguientes conceptos:

3.2.1 Métodos de búsqueda bibliográfica

La búsqueda bibliográfica debe ser exhaustiva, para que el autor se acerque lo más posible al total de la literatura publicada sobre el tema o por lo menos a la más reciente, aunque esta totalidad sea en la práctica inalcanzable. Para ello se deben definir previamente la vía (manual o automatizada), los descriptores o palabras clave, los años de búsqueda, los idiomas (si se va a descartar algunos), así como los lugares donde se localizará la información [4].

3.2.2 Análisis de los documentos

Es el proceso mediante el cual se determina y extrae la información más sobresaliente contenida en una fuente de información dada, la que se separa en sus elementos constituyentes sobre la base de una organización determinada [4].

3.2.3 Síntesis de la información

Es el proceso de condensación y destilación de la información analizada de una o más fuentes, que ahora se presenta en un nuevo formato o estructura y con un punto de vista interpretativo o evaluativo. [4]

3.2.4 Redacción del artículo de revisión

Los artículos de revisión deberán proporcionar respuestas a problemas con respecto a connotaciones conceptuales o prácticas y cuando éstas no sean definitivas, al menos deben indicar las directrices para investigaciones futuras, esta premisa debe tenerse presente a la hora de iniciar la redacción de un artículo de revisión.

La estructura básica de los artículos de revisión es la siguiente:

- Introducción (incluye objetivos del trabajo).
- Métodos (recogida de información, materiales, etcétera).
- Análisis e integración de la información (resultados y discusión).
- Conclusiones (si son necesarias). [4]

4. ESTADO DEL ARTE

Dae Sik Kim y Chang Sik Lee [5], realizaron pruebas en un motor diésel cuatro tiempos mono cilíndrico de inyección directa, con 673 cc de volumen de desplazamiento. Este motor tiene una cámara de combustión de tipo toroidal con un diámetro de 50 mm. El combustible se inyectó directamente a través de una boquilla con cuatro orificios con diámetros de 0,28 mm. También se utilizó un analizador de combustión, un sistema de análisis de gases de escape, un sistema electrónico para el control de la temperatura del aire, el sistema EGR y un sistema de inyección de combustible premezclado. El objetivo de este estudio es mejorar el comportamiento de las emisiones del motor HCCI por medio del uso de varios combustibles premezclados (gasolina, diésel y n-heptano) y EGR refrigerado. Encontrando que independientemente de la relación premezclada, la reacción que ocurre a baja temperatura comienza alrededor del 20° BTDC, mientras que la velocidad máxima de liberación de calor por llama fría aumenta con aumentos de la relación premezclada. Por otro lado, los investigadores para evitar acumulaciones líquidas en la pre cámara implementaron un EGR, encontrando que con una tasa de EGR del 30% y una proporción premezclada de diésel del 0,75 las emisiones de NOx disminuyen a menos de una décima parte sin EGR. También se demostró que la combinación de pre mezcla y EGR tiene el mayor efecto sobre la reducción de NOx de un motor que cualquier otro método de combustión. Otra conclusión encontrada fue que en proporciones de pre mezcla bajas (inferiores a 0,4), se presentaron tasas decrecientes similares de NOx a los otros combustibles premezclados. Pero no obstante el n-heptano con una relación de pre mezcla de 0,4 aumenta la concentración de NOx debido al encendido avanzado del combustible premezclado y la temperatura de combustión elevada antes de la inyección. Con la pre-mezcla de gasolina hay una mayor reducción de NOx a altas relaciones de pre mezcla (superiores a 0,4) en comparación con la pre-mezcla diésel debido a las mejores características de vaporización de la gasolina.

Rakesh Kumar Maurya y Avinash Kumar Agarwal [6], Realizaron experimentos en un motor diésel de inyección directa (ID), de 1318 cc, de dos cilindros, cuatro tiempos, refrigerado por aire, aspirado naturalmente, relación de compresión 16:1, presión de inyección de 210 kg/cm³ y una potencia 4,85 kW a 1500 rpm. El sistema opero con etanol el cual se inyecta en la múltiple admisión utilizando un inyector electrónico de combustible. La presión en el cilindro se midió usando un transductor de presión piezoeléctrico Kistler Modelo 6061B enfriado por agua que está montado en la culata del cilindro, Para medir la posición del ángulo del cigüeñal, se acopla un encoder de eje de precisión Modelo: ENC58 / 6-720ABZ / 5-24 V. El objetivo de los investigadores era estudiar el efecto que trae la temperatura del aire de admisión y la relación aire-combustible sobre las variaciones ciclo a ciclo de la combustión HCCI y los parámetros de rendimiento, a lo cual ellos encontraron que cuando se maneja una temperatura de 120 °C del aire de admisión, el motor funciona en modo HCCI con una mezcla aire-combustible (k) tan rica como $k = 2$, sin embargo, la

mezcla más pobre que $k = 4$ no podría utilizarse para la combustión HCCI debido a una alta variación del ciclo en la presión efectiva media indicada (IMEP).

No obstante cuando la temperatura del aire de admisión aumentó de 140°C, la gama de funcionamiento de las mezclas aire-combustible para el funcionamiento del HCCI fue (k entre 2,5 y 5,0) y para un aumento de la temperatura del aire de admisión de 160 °C, se encontró que la ventana de combustión del modo HCCI fue con k entre 3,0 y 5,5. Al analizar el comportamiento que sufre la mezcla los investigadores concluyeron, que para cualquier relación de mezcla aire-combustible (k), el coeficiente de variación (COV) de la presión máxima aumenta con el incremento de la temperatura del aire de admisión y al aumentar la temperatura del aire de admisión aumenta la tendencia al golpeteo. También se encuentra un comportamiento similar para todos los puntos de ensayo, el cual es que la variación en la presión máxima en el cilindro es bastante pequeña (COV <3%). Además, estudiaron ROHR (rapidez con que la energía química del combustible se convierte en energía térmica por el proceso de combustión) la cual afecta la tasa de aumento de la presión y por lo tanto también afecta la potencia generada en un ciclo. La variación ciclo a ciclo de ROHR máximo es inferior al 8 % para todas las condiciones de funcionamiento. Los problemas en la conducción de automóviles surgen cuando COV del IMEP supera el 10 %, por lo tanto, este parámetro se puede utilizar para la investigación de la frontera inferior para HCCI de combustión.

Shi et al [7], en un motor diésel Mono cilíndrico, de cuatro tiempos, cuatro válvulas, refrigerado por agua, de aspiración natural, presión máxima 80 MPa con una carga del 50%, diámetro de 135 x 150 mm, cámara tipo w, relación de compresión 14:8:1, número de agujeros del inyector 5 y diámetro de la boquilla de inyección de 0,32 mm. Las emisiones de NOx fue medida por DIGAS4000 de la AVL, que utiliza el método de luminiscencia química detector (EPC), la emisión de humos se midió por AVL 439 opacímetro, para la presión en el cilindro fue medida por un transductor de presión de 12QP AVL refrigerado por agua, Se adoptó una técnica de tiempo de válvulas variable (VVT) para cambiar la cantidad y la temperatura de la IEGR. El fin de este estudio es analizar las bajas emisiones del motor (HCCI) mediante la recirculación combinada de gases de escape internos y externos (EGR). Los investigadores descubrieron que la presión media efectiva indicada (IMEP) está más allá de 0.4 MPa, el inicio de la combustión (SOC) de 40 CAD con el cruce de válvulas (VO) avanza rápidamente. Sin embargo, el SOC de 20 CAD VO avanza rápidamente sólo cuando IMEP alcanza 0,45 MPa. Por lo tanto, VO genera grandes avances de la fase de combustión y aumenta la velocidad de combustión.

En 10 CAD VO, la emisión NOx varía ligeramente con el aumento de la carga. Pero en 20 y 40 CAD VO, la emisión de NOx es peor cuando la carga aumenta. La emisión NOx de 40 CAD VO aumenta rápidamente cuando el IMEP alcanza 0.38 MPa. El aumento de la tasa de recirculación puede retrasar la reacción de baja temperatura (LTR) y la reacción de alta temperatura (HTR). La liberación

de calor antes de TDC cuando la velocidad de los gases de escape es menor que 29%. Se puede concluir que, para alcanzar la fase de combustión ideal, la tasa de recirculación, que puede retardar el inicio de la combustión (SOC), se debe aumentar aún más. En esta cantidad de combustible cuando la velocidad de los gases de escape alcanza el 42%, la tasa de liberación de calor es más apropiada. Otro hecho importante encontrado es que el EGR puede retardar el reactor y prolongar la duración de la zona de coeficiente de temperatura negativo en combustión HCCI ya que los gases de escape absorben más energía liberada por la reacción de baja temperatura (LTR). En cuanto al efecto que tienen los gases de escape en la duración del HTR y LTR se encontró que la duración de la reacción aproximadamente dura entre 8 y 9 CAD, y está levemente influenciado por la velocidad de los gases de escape por lo tanto la duración de la reacción aumenta cuando se incrementa la tasa de recirculación.

Milovanovic et al [8], realizaron pruebas experimentales en un motor mono cilíndrico, diseñado y desarrollado por Lotus que posee un sistema variable total de las válvulas (FVVT), permitiendo una temporización variable de las válvulas la cual sirve para atrapar la cantidad predefinida de recirculación de gases (RG). El motor se conectó a un dinamómetro Froude AG30, 30KW y se utiliza un sistema de adquisición de datos ACAP de redline de DSP Technologies Inc. junto con un analizador de emisiones Horiba MEXA 7100 DEGR. El combustible se inyectó en el puerto y el sistema de gestión del motor era un controlador Lotus V8 convencional. La simulación del motor HCCI se lleva a cabo combinando el código cinético químico detallado Aurora del paquete de combustión Chemkin III con el código unidimensional fluido dinámico Lotus Engine Simulation (LES). El propósito principal de este estudio es analizar la influencia que tiene la estrategia variable de la distribución de válvulas en el control de un motor HCCI. Encontrado que cuando se trabajan cantidades de gases recirculados (TRG) por debajo del 32%, la combustión HCCI no puede ser generada ni auto-sostenida, y es necesario el uso de una bujía. La región que se encuentra por debajo del 32% TRG la cual no es un modo operativo "HCCI puro" representa el modo transitorio entre el modo SI y HCCI.

También los investigadores encontraron que la apertura de la válvula de entrada (IVO) tiene una influencia menor en la cantidad de TRG, la eficiencia volumétrica y en la presión media efectiva indicada (IMEP), excepto en las dos regiones llamadas islas. Estas dos "islas" son para un IVO muy tardío con ángulos del cigüeñal entre 445 y 485 CAD y para un IVO temprano que se encuentra entre 355 a 380° CAD, mientras que el intervalo del cierre de la válvula de escape (EVC) es de 250 a 275 CAD. La temperatura es una función primaria del EVC con una influencia mínima del IVO. Sin embargo, el IVO tiene una influencia fuerte en dos regiones, la primera región se encuentra en IVO muy temprano que va de 405 a 415 CAD y un EVC de 255 a 275 CAD para la segunda región con un IVO tardío que se presenta entre 455 a 450 CAD y un EVC de 255 a 275 CAD. No obstante, hay una región donde la temperatura de TRG está por encima de 1100 K esta se encuentra en EVC de 245 a 315 CA. En esta región se tendría una segunda combustión la cual podría tener un

fuerte impacto en los hidrocarburos no quemados (UHC) en el TRG y el combustible obtenido en regiones.

Ghazikhani et al [9], utilizó en su investigación experimental un motor diésel DI, mono cilíndrico de cuatro tiempos, aspiración natural, con un volumen de desplazamiento de 582 cm³, relación de compresión 17,5:1, 4 agujeros del inyector, presión de inyección 250 Bar. La gasolina premezclada es proporcionada por un carburador conectado al colector de admisión y equipado con un tornillo de ajuste del combustible, mientras que el combustible diésel es inyectado en el cilindro por un inyector. El montaje experimental también contiene un sistema de medición de par, sistema de refrigeración que ajusta la temperatura del refrigerante, analizador de gases, calentador eléctrico y regulador el cual se utiliza para controlar la temperatura de admisión, sistema de medición del consumo de combustible y un sistema EGR. Los autores de este artículo investigaron el efecto del EGR y la velocidad del motor en las emisiones de CO y HC en un motor HCCI de combustible dual. Los resultados que obtuvieron sin tener EGR fueron que el CO se incrementa rápidamente pasando de 0.17 a 0.32 % entre 1240 y 1350 rpm, tras aumentar el EGR al 5% aumenta levemente las emisiones desde 0,37 a 0,42% CO aproximadamente hasta que al estar por encima de 1490 rpm las emisiones decaen hasta los 0,32% de CO, se tiene un comportamiento similar al anterior EGR cuando se tiene 10% de EGR. Para el último porcentaje de EGR utilizado 15% se pudo ver que este presenta un comportamiento totalmente diferente ya que este inicia con un valor alto cerca de 0,52% de CO y comienza a descender las emisiones a medida que se aumenta la velocidad, esto termina cuando se está en un rango de velocidad entre los 1490 y 1740 rpm con un porcentaje de CO de alrededor de 0,32% y posteriormente presenta una elevación instantánea de las emisiones de CO.

Otro análisis importante que se realizó fue el estudio del efecto que trae la variación de velocidad en las emisiones de HC en un motor dual HCCI-DI, cuando no se tiene EGR las emisiones inician en 600 ppm y esta crece linealmente a medida que se aumenta la velocidad alcanzando los 800 ppm bajo una velocidad entre los 1240 y los 1490 rpm. Cuando se tiene un 5% de EGR se obtienen emisiones de HC del 1000 ppm y al aumentar la velocidad tienen a disminuir, pero al llegar a 1490 rpm se tienen una elevación bastante alta hasta llegar a los 2200 ppm de HC aproximadamente. Para tasas de EGR del 10% inicia por encima de las 1000 ppm de HC y a medida que aumenta la velocidad se incrementan hasta llegar por encima de los 2000 ppm de HC. Y por último con un EGR del 15% el cual inicia con emisiones inferiores a los 1200 ppm de HC a velocidad cercanas a 1240 rpm y al aumentar la velocidad esta presenta un comportamiento lineal creciente hasta llegar a valores entre 1800 y 2000 ppm de HC bajo velocidades entre 1490-1740 rpm donde esta se incrementan por encima de las 2000 ppm de HC.

Morteza et al [10] utilizó un motor mono cilíndrico de Waukesha CFR que posee un cilindro forma de cabeza de disco, acelerador totalmente abierto, volumen de desplazamiento 612 cm³, IVC 34 CAD aBDC, EVO 40 CAD Bbdc,

relación de compresión 16:1, refrigerado por agua, velocidad constante de 800 rpm, el sistema de admisión incluyó un calentador de 2,4 kW con un controlador de temperatura para precalentar el aire de admisión cuando sea necesario y mantener una temperatura de admisión constante. Dos inyectores de combustible de puerto que incluían un inyector de combustible líquido y un inyector de combustible gaseoso que se instalaron a una corta distancia por encima de la válvula de admisión para asegurar una mezcla apropiada. Se utilizó un módulo de control del motor AFS Sparrow-II para controlar la cantidad de cada inyección de combustible. La presión del cilindro se midió con un transductor de presión enfriado por agua Kistler 6043A en combinación con un amplificador de carga Kistler 507. Los datos experimentales se adquirieron utilizando un ordenador personal que ejecuta software Labview personalizado y utilizando tres tarjetas de adquisición de datos NI PCI-MIO-16E1 de alta tasa de muestreo. El objetivo de este estudio fue determinar la influencia del EGR sobre la combustión y emisiones en un motor HCCI alimentado con una mezcla de heptano/gas natural.

Obteniendo que en el primer ensayo se puede ver que las diferentes cantidades de EGR trabajadas 8, 24, 34 y 42% existe un comportamiento decreciente similar que se encuentra entre temperaturas de 390 K a 1890 K y ángulos de cigüeñal entre -40 CAD y cerca de los 20 CAD, a medida que avanza el ángulo de cigüeñal se incrementa la temperatura hasta pasar los 0 CAD ya que después de este se empieza disminuir la temperatura, ahora bien los EGR se comportan de manera inversa ya que al aumentar el EGR disminuye los valores alcanzados de temperatura.

Los investigadores también realizaron un análisis del comportamiento de la presión respecto al CAD para las dos tomas de datos ocurrió que existe un mismo comportamiento el cual es que inician a una presión de 10 Bar y se van incrementando hasta llegar cerca de los 0° CAD donde ocurre un pico de presión llegando a valores máximos de 70 Bar en el caso del 8% para luego iniciar un descenso de presión donde se alcanza a llegar por debajo de los 40 Bar. El comportamiento que presenta el EGR es decreciente ya que al aumentar su porcentaje se obtienen menores picos de presión en la zona de los 0 CAD.

Daw et al [11], por medio de un motor de investigación de AVL, mono cilíndrico de 0,5 L con una relación de compresión de 11,34: 1, dos válvulas de admisión y una válvula de escape, equipado con un sistema de accionamiento de válvula variable hidráulica (VVA). El combustible utilizado fue suministrado por un inyector de combustible de puerto montado en la admisión, el comienzo de la inyección se producía a la entrada del punto muerto superior (TDC), se utilizó un medidor de gases de escape estándar incluyendo mediciones en estado estacionario de las concentraciones de CO, CO₂, HC, NO_x y O₂ en el escape del motor. Los investigadores tienen como propósito principal comprender la transición entre la combustión convencional por chispa a la HCCI en un motor de gasolina. Los resultados arrojados de esta investigación experimental muestran que a medida que la transición de (ignición por chispa) SI a HCCI, la

combustión se vuelve tardía y la tasa de combustión máxima aumenta. También se conoció que cuando existe un muy bajo o ningún EGR, la ignición típicamente ocurre poco después de la chispa y se completa hasta la terminación de manera normal de la propagación de la llama. A medida que se aumenta el EGR interno a un nivel muy alto (cerca del 58% de EGR), la carga se diluye suficientemente para que no pueda producirse la ignición por chispa y la ignición por compresión homogénea sea más tardía en el ciclo. Mientras que niveles intermedios (entre el 40% y 50%) de EGR, ambos modos limitantes pueden ocurrir hasta cierto punto, pero son inestables. En algunos ciclos individuales con un EGR intermedio se suelen ver que ambos tipos de combustión ocurren esto indica que, en estos ciclos, el evento de combustión presentado es un híbrido entre SI y HCCI.

Los investigadores encontraron también que existe una pequeña gama (entre 20 y 30%) de EGR en donde la combustión se extinguió completamente incluso con la ayuda de la chispa. Las transiciones de combustión implican dos estados limitantes relativamente estables y una región intermedia en la que ambos estados pueden ocurrir, pero son muy inestables. Cuando existe una combustión pobre esta deja más combustible residual de modo que la ignición siguiente es más fuerte, y una combustión rica agota el combustible residual de modo que la próxima ignición es más débil. Otros factores que contribuyen significativamente son las fluctuaciones de presión en los múltiples de admisión y de escape, en el sistema de inyección y en otros parámetros.

Tsolakis et al [12], para el desarrollo de esta investigación se utilizaron dos motores, el primero es un motor diésel y el otro un HCCI, el primer motor es un Lister-Petters TR1 diésel de inyección directa mono cilindro, volumen de desplazamiento de 773 cm^3 , el pistón tiene un diseño de tazón, de aspiración natural, refrigerado por aire. El sistema de inyección de combustible es el estándar con una boquilla de tres orificios con un diámetro de orificio de 0,25 mm y maneja una presión de apertura de 180 bares. Todos los ensayos en este motor se realizaron con una mezcla de 50% de bajo contenido de azufre (ULSD) y 50% de éster metílico de colza (RME), denominada B50. Los niveles de EGR fueron 10 % y 20 % expresados como porcentajes de caudal volumétrico total a la entrada del motor. Las pruebas en HCCI se realizaron en un motor mono cilindro con una cabeza de cilindro de serie Rover K de 1,8 L, la relación de compresión (CR) fue elevado a 12,5, usando un pistón Racing. Todos los ensayos en este motor se realizaron a una velocidad de 1500 rpm con bioetanol anhidro, cabe mencionar que este motor se acopló a un dinamómetro de corriente continua. Para atrapar los gases residuales se utilizó una superposición de válvula negativa y se introdujo EGR reformado (REGR) con 20 % de hidrógeno. El análisis de gases de escape para ambos motores incluyó la medición de CO_2 , CO, hidrocarburos no quemados, emisiones de O_2 y NOx. El humo se midió usando un medidor de humo EFAW 68A Bosch que muestra las emisiones de humo en términos de número de humo de Bosch (BSN). Los investigadores tenían como objetivos primero evaluar los efectos que traen los cambios del combustible sobre las emisiones y el consumo de

combustible, lo cual se logró con las pruebas realizadas en el motor diésel. No obstante, también se quería evaluar la tolerancia del motor al REGR y compararla con la tolerancia al EGR estándar esto se realizó por medio de un REGR simulado en un motor alimentado con bioetanol que funciona en modo HCCI. Encontraron que las emisiones de NO_x con B50 fueron más grandes que las obtenidas con gasóleo en un 25 % a 4,5 bar de la presión media efectiva indicada (IMEP) y un 50 % a 6.1 bar de IMEP y las disminuciones de humo fueron de 70 % y 55 %. Cuando se tiene una condición del motor a baja carga IMEP de 4,5 bar, el uso de EGR con tiempo de inyección estándar no afectó a las emisiones de humo más bien se mantuvieron en niveles parecidos a cuando se está sin el EGR, no obstante, cuando se trabajó con 6.1 bar de IMEP el efecto del REGR en las emisiones de NO_x fueron de baja calidad ya que el REGR no dio ninguna reducción de NO_x. Tanto el EGR como el REGR presentaron una fase de combustión retardada realizando una comparación entre el HCCI sin EGR y con REGR. El retraso máximo permitido fue de 1 CAD después del TDC, mientras que HCCI sin EGR no fue estable cuando el punto de quemadura del 5 % fue después del TDC. La adición de hidrógeno ayudó en el proceso de combustión incluso si el inicio de la ignición era retardado. Las tasas máximas de aumento de presión para HCCI con REGR tuvieron una reducción 0-1,5 bar/CAD comparadas con HCCI sin EGR. Con el uso EGR externo, la reducción fue mucho menor debido a su menor tolerancia del motor a EGR.

Magnus Sjöberg y John E. Dec [13], se utilizó un motor diésel mono cilíndrico, volumen de desplazamiento de 0,98 litros de la serie B de Cummins, se encuentra modificado para que trabaje en HCCI, este motor posee un pistón de geometría simple y una relación de compresión nominal (CR) de 14: 1, el motor fue alimentado usando un sistema de combustible totalmente premezclado. También se utilizó un calentador de aire principal y calentadores anexos para precalentar la mezcla de aire-combustible, con tal de prevenir la condensación de agua y para controlar con precisión la temperatura de admisión (T_{in}) de la carga inducida. Este trabajo estudia el efecto que trae la adición de EGR en la auto ignición del etanol y los mecanismos subyacentes. Para empezar tenemos que mencionar que cuando la composición del gas cambia de: 20.95% de O₂ y 79.05% de N₂ para el aire de admisión y se convierte en productos con 12.26% de CO₂, 18.38% de H₂O y 69.36% de N₂ para el escape y esta composición de escape se denominará CSP, el cual varía con el tipo de combustible. La adición de CSP resultará en un menor aumento de temperatura durante la carrera de compresión para todos los combustibles, cuando se sustituye el 40% del aire por CSP etanol se reduce el O₂ a 12,6% y baja la temperatura de 1350 a 855 K. El etanol, la gasolina y el iso-octano, requieren un T_{in} relativamente alto, esto es debido a que estos tres combustibles muestran un encendido de una sola etapa en las condiciones que se operaron mientras que el PRF80 y PRF60 muestran un encendido de dos etapas con reacción a baja temperatura (LTHR) esto lleva a que el T_{in} tiene que ser reducido para alcanzar el mismo CA50. Se encontró que todos los casos se encuentran en la línea de referencia la cual tienen una proporción de

combustible / aire de (ϕ) de 0,40, excepto para PRF60 que tiene una de $\phi = 0,56$ debido al menor consumo de O_2 que es de al menos 14,84. Además cuando se realizó el análisis de la temperatura para el etanol este mostro una temperatura de compresión inferior que la gasolina mientras que para PRF80 y PRF60, ya que existe el LTHR el cual acelera el aumento de temperatura hacia el final de la carrera de compresión a pesar de su menor T_{in} tienen temperaturas de ignición altas muy similares a la del etanol que se encuentran alrededor de los 980 K. Los efectos del C_v y del O_2 son los más importantes para la comprensión de los cinco combustibles. El primero es el etanol el cual se destaca por tener una sensibilidad baja a la disminución de O_2 y en cuanto a los combustibles que tienen el encendido de dos etapas como el PRF60 y el PRF80, se ubican en el otro extremo ya que presentan altas sensibilidades a una disminución del O_2 . Las dos mezclas PRF son muy activas debido a su composición química antes del punto de ignición con una velocidad de liberación de calor de temperatura intermedia (ITHRR) que es 3-10 veces más alto que el etanol, por lo que también tienen una sensibilidad muy alta al del O_2 .

Fang et al [14], se usó un motor diésel de cuatro tiempos, turboalimentado, de cuatro cilindros, equipado con sistema de inyección common rail, posee una relación de compresión de 16,8:1, biela de 195 mm, volumen de desplazamiento de 4,75 litros. Este motor tiene 7 inyectores con un diámetro de orificio de 0,16 mm cada uno. La presión del cilindro se midió con un transductor de presión Modelo 6125B, también se utilizó un sensor magnético montado en el volante para poder adquirir datos de la presión del cilindro a cada 0.5 ángulos del cigüeñal (CA). Las emisiones de escape se midieron mediante un analizador de gas AVL CEB y la opacidad del humo se midió usando un analizador Opacímetro AVL 439. Los investigadores tenían como objetivo investigar los efectos que traen el EGR y la cantidad de inyección piloto sobre la combustión HCCI-DI y las emisiones. Encontraron que dicha cantidad piloto tuvo poco impacto cuando se presenta el encendido de la combustión de la llama fría, esto se debe a la fuerte dependencia de la temperatura del inicio de las reacciones de la llama fría. Con el aumento de la cantidad piloto, se presenta un aumento en la presión máxima del cilindro esto se produce debido a que la combustión creciente HCCI genera una temperatura más alta en el comienzo de la combustión a medida que aumenta la cantidad piloto. La reacción de llama térmica de la combustión HCCI con la inyección piloto comienza aproximadamente a 18 CA BTDC. El momento de encendido del combustible inyectado se cambia a medida que aumenta la cantidad piloto porque el retardo de encendido del combustible es mínimo el cual se genera a partir de que la temperatura media del cilindro aumenta debido a la combustión HCCI. La emisión de humos crece a medida que hay un aumento de la cantidad piloto cuando es menor de 8 mm y tiene una pequeña caída cuando la cantidad piloto es mayor de 8 mm, sin embargo, la emisión de humo está siempre en un nivel bajo. Hay una relación de compensación entre la reducción de NO_x durante la combustión HCCI y un aumento de NO_x durante la combustión difusiva. Los efectos de la EGR y la cantidad piloto sobre la presión en el cilindro y la velocidad de liberación de calor de la combustión

HCCI-DI a 0,3 MPa y 0,6 MPa BMEP con un tiempo de inyección piloto a 340°CA BTDC. Las emisiones de NO_x se reducen bastante con un 15 % de EGR y un 25 % de EGR, los principales factores que tienen efectos en la formación de NO_x son la temperatura de combustión, la concentración local de oxígeno y el tiempo de residencia en la zona de alta temperatura. La emisión de humos aumenta con la presencia del EGR y la opacidad del humo aumenta en su inicio y luego disminuye cuando se va retrasando el tiempo de inyección principal. Sin embargo, cuando se aplica la inyección piloto la emisión de NO_x y la opacidad del humo están limitadas por debajo de 120 ppm y 0,5 m, lo que se cree que consigue una baja emisión de NO_x y baja combustión de humo.

Canakci [15], empleo un motor diésel mono cilíndrico de la serie 3400 Caterpillar de servicio pesado (SCOTE) que fue convertido en un motor a gasolina HCCI de inyección directa, relación de compresión 16:1, volumen de desplazamiento de 2,44 litros, biela de 261,62 mm, y en la cámara de combustión posee un pistón tipo sombrero. El SCOTE está conectado a un dinamómetro de corriente continua Westinghouse de 68 kW y es capaz de producir 62 kW a 1800 rpm, presión de inyección 10 Mpa y un ángulo de 60°. La temperatura del aire de admisión se regula mediante un sistema de control en circuito cerrado donde opera los dos calentadores de aire de admisión de 220 V trifásicos de 4,5 kW colocados en serie dentro del flujo de aire de admisión. También se utilizó un prototipo de sistema common rail de inyección directa de gasolina a baja presión (GDI) suministrado por Delphi Energy y Engine Management Systems. Este trabajo tiene como objetivo principal investigar el efecto de la presión de aire de entrada sobre el rendimiento y las emisiones de escape de un motor de gasolina DI-HCCI. Los investigadores aumentaron la velocidad del motor para obtener presiones de 101, 117, 138 kPa, acompañado del retardó en el inicio de la inyección (SOI) para alcanzar el par máximo del motor. Para mantener la misma relación de equivalencia para las tres presiones, se hace necesario aumentar la velocidad de flujo del combustible, ya que se ingresa mayor cantidad de aire en el cilindro a una mayor presión. Estos cambios presentados causaron que el consumo de combustible al freno (BSFC) sea inferior ya que fue obtenido a una presión de refuerzo alta debido a más par generado. Además, la temperatura presenta un aumento cuando la presión de refuerzo es de 101 kPa este aumento es del 41,48 % entre 700 y 1700 rpm, se obtuvo que la velocidad de aumento de temperatura para la presión de refuerzo de 138 kPa era de 17,51 % a la misma velocidad. Para las presiones de refuerzo más bajas, los incrementos de la eficiencia de la combustión fueron mayores que para la presión de refuerzo de 138 kPa. Todo este comportamiento se debe al uso de una mezcla más estratificada como combustible y esto lleva a tener una temperatura más alta, con más exactitud cuándo se está después de 1100 rpm, esto da entender que la presión de refuerzo y la sincronización SOI tienen más efecto sobre la eficiencia de combustión que la velocidad del motor. También se encontró que el consumo de combustible al freno (BSFC) es alto debido a la combustión pobre que indica altas emisiones de CO, los valores mínimos de CO se lograron a 700 rpm mientras que los máximos se registraron a 1700 rpm. El

aumento para la presión de refuerzo de 101 kPa es de 49,75 %. Pero para la presión de refuerzo de 138 kPa, la velocidad de incremento es mucho mayor que la presión de refuerzo de 101 kPa con un 150,26 %, este incremento se puede justificar ya que las temperaturas de combustión son más bajas y a la atomización deficiente debido a la diferencia entre la presión del gas del cilindro y la presión de inyección que causó más CO con el aumento de la velocidad del motor a la presión de refuerzo más alta. Los valores más bajos de emisiones UHC se obtuvieron a 1700 rpm y los más altos se registraron a 700 rpm, esta característica decreciente no es igual para la presión de refuerzo más alta ya que se obtuvo una reducción de UHC entre 700 y 1300 rpm pero luego comenzó a aumentar.

Wang et al [16] , se utilizó un motor cuatro cilindros DI, diámetro de 95 mm, carrera 115 mm, relación de compresión 9-13, relación aire/combustible 1.4, velocidad motor 600 rpm, temperatura refrigerante 85°C, acelerador WOT, bujía A7RC, inyector de turbulencia de alta presión de Mitsubishi con una presión de inyección de 6 MPa, ángulo de presión 60°, tiempo de inyección 100° CA ATDC, EGR interno en modo HCCI y externo EGR en modo SICI, temperatura refrigerante 80 °C, se utilizó un sistema de control de chispa es el sistema PC-HUD de Delphi, un sensor de presión del cilindro es un transductor Kistler 6125B. En cuanto al gas de escape se midió mediante AVL CEB-II. Esta investigación tiene objetivo estudiar el modo SICI con el fin de lograr resolver los problemas de control de combustión y extender el rango de operación a carga media-alta en un motor HCCI a gasolina. Este estudio se basó su mayor parte en la observación y análisis de imágenes por lo tanto la mayor parte se trata sobre las visualizaciones de la llama obtenidas durante las pruebas, se encontró una división obvia entre el gas no quemado y el gas quemado en la cual se producen imperfecciones y el frente de la llama es fuertemente distorsionado por la turbulencia. El frente de la llama se mueve a través de la cámara hasta 367.2 CA y el diámetro de la zona quemada es de unos 45 mm. El área correspondiente de la zona quemada es casi 1/3 de la sección del cilindro. La velocidad media de propagación de la llama es de 5,4 m/s calculada a partir de 349,2° CA donde ocurre la primera llama azul, a 367,2° CA se presentan las primeras manchas de auto-ignición. Por medio de la expansión de la mezcla quemada, el aumento global de presión y temperatura en el cilindro hace que la mezcla no quemada en el borde exterior de la llama SI llegue a las condiciones de auto ignición en primer lugar a 367,2 °CA. A los 369° CA, la mezcla no quemada circundante se comprimió y se encendió en forma multipunto. La velocidad de desaceleración es de unos 100 m/s después de que ocurran los primeros puntos de auto-ignición. La liberación de calor de la combustión de CI termina dentro de 7.2° CA. Durante el proceso de combustión de SICI, la primera etapa es desde encendido por chispa hasta generación de núcleo de llama. La segunda etapa es la propagación de la llama SI. La tercera etapa es la ignición automática de la mezcla no quemada. La curva de presión del cilindro medida es suave y la velocidad máxima de aumento de la presión es sólo de 0,48 MPa/°CA se produce a 370,8 CA. Las características de la combustión y emisión del SICI se encuentra entre las de la combustión SI y la

combustión HCCI. Al hacer una comparación entre la combustión SICI, con la combustión HCCI, se puede conseguir con HCCI una velocidad máxima para el aumento de presión más baja y un mayor rango de operación de carga. Y con la combustión SI, se puede obtener una mayor eficiencia térmica y una menor emisión de NOx. En combustión SICI al introducir una mayor cantidad de EGR, la velocidad de combustión disminuyó y la duración de la combustión se prolongó. Con un EGR fijo del 20 % con diferentes tiempos de chispa la tendencia es que la proporción de liberación de calor de CI aumenta mientras que la relación de liberación de calor SI disminuye, y la duración de la combustión se acorta a medida que avanzaba la sincronización de la chispa.

Rakesh Kumar Maurya y Avinash Kumar Agarwal [17], utilizaron un motor diésel Indec PH2 de inyección directa de dos cilindros, cuatro tiempos, volumen de desplazamiento de 1328 cm^3 , potencia de 4,85 kW a 1500 rpm, relación de compresión de 16.5, refrigerado por aire, aspiración natural, cámara de combustión en forma de cuenco. Tiempo de inyección de combustible 24° después del TDC y presión de inyección del 210 kg/cm^3 a 1500 rpm. El segundo cilindro del motor fue modificado para que pudiera funcionar en modo HCCI, mientras que el primer cilindro funciona como un motor diésel, generando así suficiente potencia para mover el segundo cilindro para lograr la combustión HCCI. Velocidad constante del motor de 1500 rpm se presentan con etanol como combustible para la temperatura del aire de admisión en el rango de 120-150 °C. Lo que se quiere lograr con este trabajo es conocer el efecto de la temperatura del aire de admisión en los parámetros de combustión, eficiencia térmica, eficiencia de combustión y emisiones en el motor de combustión HCCI. Se encontró que, a mayor temperatura del aire de admisión, la mezcla más rica de combustible-aire ha avanzado la sincronización de encendido y la tasa de subida de presión es también muy alta, lo que conduce a la combustión de golpe. Para evitar la combustión de golpeo, el motor funciona a una mezcla más ligera, por lo tanto, IMEP es menor. Para la mezcla más rica, la gran cantidad de combustible se auto-encendido en varios lugares en la cámara de combustión en comparación con la mezcla más ligera de modo que la tasa de combustión o la tasa de liberación de calor es mayor para la mezcla más rica a cualquier temperatura del aire de admisión.

En la combustión de HCCI, el comienzo de la combustión depende de la cinética química, que es dependiente de la historia de la presión y de la temperatura dentro de la cámara de combustión. La fracción de quemado en masa al 90 % se puede considerar próxima al final de la combustión en el cilindro. Se observa que a medida que la mezcla se hace más delgada, el ángulo del cigüeñal para el 90 % de MBF se aleja más lejos después del TDC. La tasa de aumento de la presión es un parámetro importante para la investigación en la combustión HCCI, ya que se utiliza para definir el límite superior de la combustión HCCI. Cuando las velocidades de alimentación se incrementan (es decir, k inferior), las velocidades de combustión de HCCI aumentan e intensifican, y gradualmente causan ruido inaceptable y

potencialmente dañan el motor, lo que eventualmente puede conducir a niveles inaceptablemente elevados de emisión de NOx.

La combustión HCCI sólo puede funcionar a cargas parciales ya que, a cargas más altas, la velocidad del pico de presión máxima es demasiado alta y el ruido del motor aumenta a niveles inaceptables debido a la combustión multipunto con altas tasas de combustión. El IMEP máximo encontrado en esta investigación es de 4,3 bares con condiciones de límite operativo de COVIMEP es menor del 10% y la velocidad máxima de aumento de presión es inferior a 10 bar por grado de ángulo de cigüeñal. Se puede observar en la figura que IMEP está disminuyendo a medida que el motor funciona en mezclas más ligeras.

El funcionamiento de HCCI es muy sensible a la sincronización de la combustión, ya que influye en la temperatura de combustión. El tiempo de combustión tardío significa una disminución de la temperatura de modo que la combustión es inferior y la eficiencia de la combustión disminuye. La eficiencia máxima de combustión es de 97,45 % entre todos los puntos de prueba en esta investigación. También se encontró que la eficiencia de la combustión disminuye con la mezcla que se hace más delgada debido a una temperatura de combustión más baja con mezclas más delgadas.

Mack et al [18] , se usó un motor Volkswagen (VW) 1.9 L de 4 cilindros funcionando en modo HCCI alimentado con etanol húmedo, volumen de desplazamiento de 1.9 L, relación de compresión de 17:1, biela de 144 mm, dos válvulas de admisión y dos de escape. Se instalaron transductores de presión piezoeléctricos para obtener trazas de presión, el motor está montado en un motor de inducción Eaton de 30 kW y funciona a una velocidad fija de 1800 rpm. Un codificador óptico BEI de 3600-count (Modelo H25) se une al cigüeñal y se utiliza para la sincronización de la posición del motor. Los transductores de presión de cuarzo AVL QH33D, Un calentador de cuarzo de 3 elementos de Osram-Sylvania de 18 kW es utilizado para precalentar el aire de admisión. Los investigadores tienen como objetivo estudiar el efecto que trae las fracciones etanol-agua sobre la operación del motor, las temperaturas de admisión, las velocidades de liberación de calor y las emisiones de escape, utilizando mezclas de 100, 90, 80, 60 y 40 % etanol- agua.

Se exploraron los límites de operación de un motor HCCI para encontrar la fracción más baja de etanol en agua que exhibe un funcionamiento estable. Encontrando que la presión en el cilindro frente al grado de ángulo de cigüeñal (CAD) para el VW TDi funcionando bajo una mezcla de etanol al 60 % en agua, que es una medida del rendimiento del motor. Con E60/W40, las temperaturas de admisión requeridas son suficientemente bajas para que la gama de tiempos de combustión es posible. Sin embargo, cuando la concentración de etanol disminuye al 40 %, la capacidad para lograr la combustión se hace extremadamente difícil, Cada cilindro tiene una ignición de forma diferente y el balanceo del cilindro se vuelve casi imposible usando E40/W60. El mal desempeño de E40/W60 puede deberse a los límites del pre calentador de la

ingesta de laboratorio. El calor proporcionado por el pre calentador eléctrico puede no ser suficiente para evaporar la mezcla y para alcanzar las temperaturas de admisión necesarias para la auto ignición.

En cuanto al efecto que tiene la temperatura de admisión se encontró que se hace necesario tener un aumento de 40°C para lograr la combustión posterior a CA50 cuando la composición del combustible cambia de E100/W0 a E40/W60. Para E40/W60, los tiempos de combustión anteriores no son posibles debido a las limitaciones del calentador de admisión. También se estudiaron las emisiones para mezclas de combustible de E100/W0, E80/W20 y E60/W40, encontrando que las concentraciones más altas de agua resultaron en una combustión poco fiable (falta de encendido total en algunos cilindros) y produjeron lecturas erróneas. Ya que a medida que aumenta la concentración de agua en el combustible, las emisiones de hidrocarburos (HC) aumentan indicando una conversión incompleta del etanol en productos de combustión. La combustión incompleta también conduce al aumento de las emisiones de CO posteriores al CA50 pero cabe resaltar que las emisiones de NOx son extremadamente bajas, como se espera en los motores HCCI.

Gomes et al [19], un motor marca Deutz modelo F1L511 cuatro tiempos, mono cilíndrico de inyección directa, aspiración natural, refrigerado por aire. Relación de compresión 17:1, volumen de desplazamiento de 825 cm^3 , velocidad máxima de 3000 rpm y un cruce de válvulas 27°. El motor se acopló a un sistema de bomba hidráulica para que el motor pudiera ser operado en condiciones de carga variables, posee un sistema de inyección que permite mezclar el hidrógeno con el aire de entrada. Se montó un codificador de eje en el árbol de levas para medir la velocidad del motor y la posición del cigüeñal y se midió la presión del cilindro usando un sensor de presión de fibra óptica. También se midió el flujo de masa de aire usando un medidor de flujo de película caliente, la temperatura de entrada de aire se incrementó usando un calentador eléctrico de 2800 W controlado por un controlador de temperatura PID. Los investigadores tienen como finalidad en este trabajo estudiar las principales características como la eficiencia del motor, emisiones y cargas mecánicas en un motor de encendido por compresión (IC) en modo HCCI utilizando hidrógeno como combustible. Para la parte experimental se manejó la presión del gas en el cilindro durante 10 ciclos de motor consecutivos con el motor funcionando a 2200 rpm bajo una relación de aire de 3. El rendimiento térmico del freno del motor bajo estas condiciones se encontró que era aproximadamente 45 %, el cual es un aumento considerable en la eficiencia térmica comparándolo con el valor del uso convencional de combustible diésel. También se analizaron conjuntos de 100 ciclos consecutivos tomados en diferentes condiciones de operación para establecer la extensión de las variaciones de ciclo a ciclo en el trabajo dentro del cilindro encontrando que entre las cargas más altas y las más bajas probadas (es decir, una relación de 3 y 6 respectivamente), el coeficiente de variación en el trabajo del ciclo varió de 7 % a 23 %, los cuales son valores aceptables, para las cargas más altas, en cuanto a las variaciones en el pico de presión en el cilindro de gas fueron

algo mayores, oscilando entre el 15 % y el 25 % en el mismo intervalo de carga. Comparando las trazas de presión, se puede apreciar una diferencia significativa en el proceso de combustión entre los dos modos de funcionamiento. La presión máxima del cilindro en el modo HCCI alimentado con hidrógeno es, en promedio, más del 40% mayor que la del motor diésel convencional, el rápido aumento de la presión aumenta significativamente la velocidad de liberación de calor (RHR).

Las emisiones de escape se midieron mientras el motor funcionaba en modo HCCI alimentado con hidrógeno a una velocidad de 2200 rpm y T_a de 100 °C. Los resultados muestran que las emisiones de NOx aumentan bruscamente para $I < 3,5$, debido al aumento de las temperaturas de los gases en cilindros, y se vuelven insignificantes para valores mayores de I . Los niveles de NOx son considerablemente más bajos de lo que se esperaría para el funcionamiento del motor diésel convencional para todos los casos investigados. El aire de admisión tenía que ser calentado para asegurar el auto-encendido, y se demostró que la temperatura del aire de entrada es la variable más útil para controlar el tiempo de encendido. Se midieron las emisiones de los motores y se demostró que se producían niveles insignificantes de todas las emisiones de escape, incluidos los óxidos de nitrógeno, en comparación con la operación convencional de gasoil.

Otro resultado importante es que se encontró que la carga mecánica que actuaba sobre el cojinete de manivela y el pasador de pistón en el modo HCCI alimentado con hidrógeno se doblaba aproximadamente en comparación con el motor que funcionaba convencionalmente con combustible diésel. Esto se fue debido a las mayores tasas de presiones y aumento de estas, por lo tanto, recomiendan que se deben tener en cuenta consideraciones de diseño adicionales para el pasador de pistón, los cojinetes de manivela y los anillos de pistón, ya que su capacidad de carga debe tenerse en cuenta si la fiabilidad del motor es ser mantenido.

Tanaka et al [20], una máquina de compresión rápida (RCM), diámetro del cilindro era de 5,08 cm y la carrera era variable, el volumen de la cámara de combustión se fijó a 12,95 cc y la relación de compresión se fijó a 16. La máquina posee una relación de compresión máxima de 19, y cuenta con una longitud de pistón de 17.2 cm, masa de 0,97 kg, y una velocidad máxima de 10 m/s. La presión máxima que se manejo fue de 3.45 Mpa, el tiempo de compresión se encuentra entre 10-30 ms y posee una temperatura máxima de compresión de 1300 K. El RCM fue controlado por medio de un sistema hidráulico y neumático. La cámara de combustión y las líneas de suministro del gas se podrían calentarse para así poder controlar la temperatura inicial de la mezcla aire / combustible. Los investigadores estudiaron los retardos de encendido, las tasas de combustión en los motores HCCI, y el "knock" en los motores de encendido por chispa. Además, se analizaron los efectos de la estructura del combustible y de los aditivos en los motores HCCI con hidrocarburos puros y mezclas. Se encontró que los efectos de la estructura del combustible en la combustión HCCI, los compuestos saturados, las olefinas, 1-

hepteno y el trans-2-hepteno, mostraron ignición en dos etapas. Por otra parte, el trans-3-hepteno y los compuestos cíclicos insaturados, ciclo hexeno y 1,3-ciclohexadieno, mostraron ignición en una etapa. El tolueno no pudo inflamarse bajo las condiciones estudiadas. La ausencia de un encendido de dos etapas está muy probablemente asociada con una baja liberación de calor en el ciclo de la primera etapa. Sin embargo, el aumento de presión, (dpi), al final de la segunda etapa se produjo a un valor constante de aproximadamente 1,0 MPa para todos los combustibles. Esto corresponde a un aumento de temperatura de 200 K, que sumado a la temperatura de compresión de 827 K conduce a una temperatura de ignición de aproximadamente 1027 K para la fase explosiva.

También se encontró que los retardos de encendido como las velocidades de combustión están fuertemente afectados por la estructura del combustible. El iso-octano y los compuestos cíclicos no ramificados tienen las velocidades de combustión más lentas. N-heptano, metilciclohexano y olefinas de cadena lineal tienen las velocidades de combustión más rápidas. En la combustión de 3-hepteno, ciclo hexeno y 1,3-ciclohexadieno, se produjo ignición de una sola etapa, mientras que se produjo ignición en dos etapas para el n-heptano, 1-hepteno, 2-hepteno, metilciclohexano, ciclo hexano e isooctano. La ignición de una etapa está controlada por los mismos mecanismos de reacción responsables de la oxidación de hidrocarburos de bajo peso molecular en los que no puede producirse la isomerización interna. El fallo del tolueno para encenderse bajo las condiciones estudiadas puede estar asociado con la energía de activación alta requerida para extraer H de los sitios de carbono primario en el grupo metilo unido y la ausencia de la estructura $CH_2-CH_2-CH_2-CH_2$ necesaria en la molécula.

El retardo de encendido en la combustión HCCI de dos fases depende fuertemente de la liberación de energía durante la primera etapa, que a su vez depende de la relación de equivalencia y el índice de octano. Por lo tanto, se estudiaron mezclas de n-heptano e iso-octano con diferentes relaciones de equivalencia y números de octano. La temperatura y presión iniciales se fijaron a 318 K y 0,1 MPa. El tiempo de inducción de primera etapa es muy pequeño para todas las relaciones de equivalencia. Sin embargo, a medida que disminuye la relación de equivalencia, la liberación de energía desde la primera etapa disminuye y el retardo de encendido se hace más largo.

El efecto de los aditivos en la combustión HCCI, los aditivos utilizados fueron 2-etil-hexil-nitrato (2EHN) y di-terciario-butil-peróxido (DTBP). PRF90 y PRF100 (iso-octano) se utilizaron como combustibles de base, los aditivos aumentaron la liberación de energía desde la primera etapa y disminuyeron el tiempo de retardo de la ignición de acuerdo con las observaciones previas. También puede observarse que el peróxido de di-terciario-butilo tiene un efecto más grande sobre el retraso de encendido que el 2-etilhexil-nitrato. Como se ha indicado anteriormente, el efecto del peróxido de butilo di-terciario en el retardo de encendido fue mayor que el del 2-etilhexil-nitrato. Sin embargo, el

porcentaje en volumen de los aditivos usados era demasiado pequeño para afectar las velocidades de combustión.

Xingcai et al [21], se utilizó un motor diésel de inyección directa de alta velocidad (DI) de un solo cilindro, cuatro tiempos, con un diámetro de 95 mm, relación de compresión de 18,5. El combustible de prueba se inyectó en el tubo de admisión aproximadamente 0,35 m arriba del puerto de entrada mediante un inyector de gasolina que es controlado electrónicamente. Para asegurar la repetitividad y comparabilidad de las mediciones para diferentes condiciones de operación, la temperatura de carga de admisión fue fijada a 20 °C, la temperatura de refrigerante a 85 °C y la temperatura del aceite se mantuvo a 90 °C. La velocidad del motor era 1800 rpm. En este trabajo, los combustibles utilizados fueron el n-heptano puro, y sus mezclas con iso-octano incluyendo PRF20 el cual tiene 20 % de n-heptano mezclado con 80 % de iso-octano, PRF40, PRF50 y PRF60. Los investigadores tenían como fin en este artículo investigar la estabilidad de la combustión y las variaciones ciclo por ciclo de la combustión HCCI utilizando combustibles como el n-heptano puro, PRF20, PRF40, PRF50 y PRF60. También se llegó a evaluar la relación y dependencia entre el parámetro de combustión y los parámetros de rendimiento. Para empezar, se estudian las variaciones ciclo por ciclo y COV del tiempo de encendido de LTR y HTR para diferentes combustibles de prueba. Se puede observar que el n-heptano puro y el PRF20 dan menor variación tanto en hLTR como en hHTR que los de otros combustibles probados. En el caso del n-heptano, la desviación del valor de hLTR a su valor medio es solamente aproximadamente $\pm 0,75$ °CA, los intervalos desviados de hLTR a su valor medio para PRF20 y PRF40 aumentó a $\pm 1,0$ °CA y aumentó adicionalmente a $\pm 1,75$ °CA para PRF50 y PRF60. Al igual que el hLTR, el COV y la variación ciclo a ciclo de hHTR también se deterioraron con el aumento del RON.

Debido a la sincronización avanzada de la ignición de la mezcla rica en combustible / aire de n-heptano, los valores máximos de la HRR son muy altos, y el valor promedio alcanza 1,313 kJ/°CA. Aunque el COV más bajo de hLTR y hHTR, el coeficiente de desviaciones a su valor medio para n-heptano todavía alcanza entre el 50 y 40 %, por lo tanto, el COV de HRRmax, HTR es mucho más alto que el tiempo de encendido y alcanza 24,6 %. En el caso de PRF20, el HRRmax promedio, HTR es sólo aproximadamente 0,717 kJ/°CA, pero el COV de HRRmax, HTR es 31,2 %. En el caso de PRF60, el HRRmax promedio, HTR se reduce adicionalmente a 0,368 kJ/°CA, pero el COV de HRRmax, HTR se incrementa a 44,1 %.

La presión máxima del gas en 100 ciclos para el n-heptano y el PRF20 puros muestran ciclo pequeño por ciclo Variaciones, el promedio Pmax casi mantiene a 9,4 MPa, y COVs de Pmax son sólo alrededor de 4,5-6,0 %. En el caso de PRF40, el Pmax se desvió en grandes rangos, el Pmax más grande logra a 12,3 MPa, pero el más bajo sólo alrededor de 6 MPa. En particular, en el caso de PRF60, el promedio de Pmax mostró poca diferencia con otros combustibles de prueba, pero el COV de Pmax aumentó aún más hasta el 16,6 %. El aumento de la presión máxima promedio para el n-heptano alcanza 2,55 MPa/

$^{\circ}\text{CA}$, y en algún ciclo de combustión la velocidad máxima de elevación de la presión alcanza $4,5 \text{ MPa}/^{\circ}\text{CA}$, el valor más bajo $(dp/dQ)_{\text{Max}}$. También alcanza $1,15 \text{ MPa}/^{\circ}\text{CA}$. El punto de ángulo de cigüeñal medio de $(dp/dQ)_{\text{Max}}$. Para n-heptano se produjo en $10,5^{\circ}\text{CA BTDC}$, y la distribución de frecuencias también se concentró en este punto. Una vez que el RON de los combustibles de prueba supera 40 %, el promedio $(dp/dQ)_{\text{Max}}$ disminuyó sustancialmente a $1 \text{ MPa}/^{\circ}\text{CA}$ - $1,25 \text{ MPa}/^{\circ}\text{CA}$, mientras que el COV de $(dp/dQ)_{\text{Max}}$ también aumentó hasta el 55 % por encima.

D. Ganesh y G. Nagarajan [22], un motor de un solo cilindro, refrigerado por aire, volumen de desplazamiento de 662 cm^3 , índice de compresión de 17,5:1, presión de inyección de 200 bar, presión de inyección de 200 bar, una potencia nominal de 4,4 kW a una velocidad nominal de 1500 rpm. El Banco de pruebas motor fue equipado con: Vaporizador de combustible, unidad de control electrónica (ECU) para control del inyector de combustible de puerto (PFI), sistema EGR, sistema de adquisición de datos y codificador de ángulo de cigüeñal, transductor de presión. Los investigadores tenían como objetivos estudiar un dispositivo llamado vaporizador de combustible y conocer el efecto que traía este sobre las emisiones del motor, funcionamiento y combustión. Cabe mencionar que se trabajaron con diferentes proporciones de los gases de escape y sin modificar la relación de compresión de un motor. Se realizaron experimentos con la inducción de vapores de diésel sin EGR e inducción de vapor diésel con 10, 20 y 30 % los gases de escape y los resultados se comparan con la operación de combustible de diésel convencional (DI @ 23 antes de punto muerto superior (bTDC) y 200 bar de presión de inyección). La eficiencia térmica de freno desciende con el aumento en el porcentaje de los gases de escape para la admisión de los vapores de diésel en comparación con el modo de inyección directa. La disminución en la eficiencia térmica fue de 1,9, 5,8, 9 y 12,6 % para la inducción de vapor diésel con 0, 10, 20 y 30 % de EGR respectivamente, a una condición de carga del 75 % la cual se compara con el de modo de inyección directa. Ya que la mezcla se forma externamente los tiempos de combustión sólo pueden estar influenciados por la dilución de la carga en el cilindro. La combustión HCCI puede llegar a disminuir las emisiones de NO_x hasta un 90-98 % en comparación con la combustión de diésel con inyección directa. Cuando los gases de escape refrigerado fueron insertados con un premezclado de vapor – aire de diésel, el EGR se comporta como un disipador de calor de absorción, ya que el calor absorbe la capacidad de del CO_2 en cuanto los efectos térmicos, así como a través de la disociación del CO_2 ósea los efectos químicos debido a esto resulta una reducción en la presión de combustión y la temperatura.

Existe una probabilidad que emisiones de humo y NO_x incrementen bastante con el aumento de la heterogeneidad de carga. Se presentó una reducción en la emisión de humo del 39, 56, 78 y 83 %, a un 75 % de carga cuando se tiene la inducción de vapor diésel con 0, 10, 20 y 30 % EGR respectivamente comparada con la de operación de diésel. Las emisiones de hidrocarburos medidas son de 0,51, 0,59, 0,69 y $0,81 \text{ g/kWh}$ bajo una carga del 75 % para la

admisión de vapor diésel con porcentajes de 0, 10, 20 y 30 % mientras que en la operación de diésel se tuvo solo $0,25 \text{ g/kWh}$. Al aumentar la recirculación, disminuye tanto la velocidad de la reacción de combustión, como de la temperatura media en el cilindro por lo cual la reacción de combustión se convierte más incompleta. Las emisiones de monóxido de carbono obtenidas fueron 4,32, 5,06, 6,3 y $7,5 \text{ g/kWh}$ bajo la misma carga de 75 % para el vapor de diésel con 0, 10, 20 y 30 % en comparación con la operación de diésel convencional que se obtuvo 1.28 g/kWh . El aumento en la emisión de HC y CO se debe principalmente a la combustión en baja temperatura con una mezcla pobre y también al uso de los gases de escape los cuales son necesario para el funcionamiento de HCCI.

Dubreuil et al [23], El motor utilizado es un diésel mono cilíndrico, cuatro tiempos, refrigerado por agua, volumen de desplazamiento de 499 cm^3 y una relación de compresión de 17:1. Posee accesos ópticos para posibles estudios de fluorescencia, Para lograr el modo HCCI se utilizó un sistema de inyección indirecta también para obtener una mezcla homogénea. Los combustibles que se utilizaron fue n-heptano con una pureza al 99,5 %, iso-octano con 99,7 % de pureza y por ultimo tolueno de 99,8% de pureza, estos se mezclaron previamente para conseguir la composición deseada. El combustible se bombeó usando una bomba de HPLC de micro-pistón y se llevó a un conjunto atomizador-vaporizador que tenía una temperatura constante de $130 \text{ }^{\circ}\text{C}$. La presión del cilindro se midió con un transductor de presión Kistler (6143A). Se utilizó un reactor con chorro de sílice fundido esférico (JSR). Este se ubicó dentro de un sistema de resistencia eléctrica regulada de 1,5 kW, y rodeado de material aislante y una camisa resistente a la presión, los cual permitía trabajar a 10 atm. Los investigadores estudiaron el efecto de la adición de la concentración variable de NO para ello se realizaron experimentos para la oxidación de mezclas con n-heptano e iso-octano y de n-heptano y tolueno en un reactor agitado por chorro (JSR) en condiciones diluidas, a una presión de 10 atm. También se realizaron experimentos con un motor HCCI para conocer el efecto de las tasas de recirculación de gases de escape EGR en porcentajes de 0% a 50% con una adición de NO que va de 0 a 500 ppmv. Con el JSR se estudió la cinética de oxidación de las siguientes mezclas n-heptano / iso-octano con un 15-85 % vol respectivamente y n-heptano / tolueno con 80-20 % vol respectivamente con poco consumo a 10 atm y un tiempo de 0,5 s. La concentración de combustible del inicio fue de 1000 ppmv y se añadieron concentraciones de óxido nítrico de 50 y 200 ppmv. La adición ascendente de la concentración inicial del NO produce un desplazamiento de la ventana de temperatura de la llama fría hacia unas temperaturas más altas y una reducción de la transición de la ignición a alta temperatura (NTC). Además, el NO causa un impacto en la conversión del combustible, pero este no afecta la reducción del tiempo de residencia el cual está entre los 500-3 ms.

Los efectos de la adición de óxido nítrico en la combustión HCCI con el uso de diferentes combustibles a una relación de equivalencia de 0,3 con diferentes porcentajes de EGR de 0 a 50 %. La temperatura de entrada y la presión se

mantuvieron a 350 K y 0,1 MPa y el motor estuvo a 1500 rpm. La concentración de óxido nítrico en el múltiple de admisión estuvo entre 0 a 500 ppmv estos valores de concentración son mayores que los de un EGR real en modo HCCI. El EGR presenta un efecto diluyente y térmico esto es debido a la alta capacidad calorífica del CO_2 para la mezcla n-heptano/tolueno 80-20 %vol respectivamente, la tendencia del retraso de la ignición de la llama fría en función del NO para diferentes tasas de EGR con porcentajes de 0, 20 y 50 %. Se llegó a que el aumento del EGR conlleva en grandes retardos de encendido. Ahora los efectos de la adición de NO en los retardos de encendido para la primera etapa en los tres combustibles sin EGR son que el retardo de encendido por llama fría se reduce con el aumento del NO hasta un valor de 100 ppmv de NO. Aparentemente, el retardo de encendido de la llama principal disminuye con el aumento del NO inicial, pero cuando se tiene el NO superior a 100 ppmv, no se encuentra ningún efecto, entonces cuando el NO aumenta se percibe una diferencia entre los retardos de encendido de la llama fría y de la principal ya que estos se ven afectada por el NO.

Miller et al [24], usaron un motor mono cilindro, refrigerado por agua, naturalmente aspirado, potencia de salida de 3,73 kW a 1500 rpm, volumen desplazamiento de 553 cm³, relación de compresión de 16,5:1, enfriado por agua, tiempo de inyección de 27 bTDC. Un carburador simple del gas fue colocado en el múltiple de admisión para una mezcla de gas licuado de petróleo (GLP) y aire. Para la ingresar el éter dietílico (DEE), se inserta un tubo de cobre de 3 mm en el colector de admisión y el DEE se mezcla en forma de vapor con mezcla de aire y GLP. El combustible gas es puesto junto con el aire en el cilindro y una pequeña cantidad de diésel la cual se llama combustible piloto, el cual se inyecta después de la compresión de la mezcla. En este artículo se estudia la utilización del gas licuado de petróleo (GLP) como combustible principal y lo acompaña éter dietílico (DEE) como un potenciador de la ignición esta. Se encontró que la cantidad de DEE requerida cuando no hay carga y con un 20 % de la carga es del 58 y 49,7 % de masa respectivamente. El aumento del DEE sin carga y con un 20 % de carga es debido a una baja temperatura y a una mezcla pobre de aire/GLP. Otra característica estudiada bastante importante es la eficiencia térmica del freno en el modo GLP, la cual es baja en todo el espectro de carga en comparación a la operación de diésel. Para la operación de GLP los valores se encuentran entre el 7,8 al 24,1 % mientras que en la operación diésel se encuentra del 14.5 a 31,4 %, la razón de la disminución en la eficiencia se debe a un mayor calor de vaporización latente del DEE el cual enfría la carga de consumo, reduciendo así la temperatura a unos 19-20 °C, que a su vez disminuye la eficiencia en todo el espectro de carga. La generación de emisiones de CO y HC es bastante altas en la operación del GLP, y más cuando se encuentra a un 60 % de la carga, esto se debe por que la temperatura de la carga en el cilindro es menor y también fue debido a la dilución del gas licuado, Las emisiones de NO en operación con GLP son más bajo con un 65 % a plena carga en comparación con el diésel. La menor concentración de NO puede ser por que se tiene una temperatura más baja en el cilindro. El motor funcionado con GLP

presenta una gran reducción en el humo y en la emisión de partículas en todas las cargas. Hubo una gran reducción de emisión de humo y partículas las cuales se encuentran alrededor del 85 y 89 %, a plena carga. En la operación de GLP, la temperatura del gas de escape es inferior por sobre el 40-50 °C en todo el espectro de carga en comparación con el diésel esto se debe al mayor calor de vaporización latente que posee el DEE ya que este enfría la carga de consumo que a su vez reduce la temperatura máxima de la combustión en el cilindro.

K. Sudheesh y J.M. Mallikarjuna [25], se utilizó un motor mono cilíndrico, relación de compresión de 16:1, potencia de salida 3,7 kW a 1500 rpm, volumen de desplazamiento de 553 cm³, inyección directa de 220 bar, refrigerado por agua. El motor está acoplado a un dinamómetro de corriente de Foucault. El éter dietílico (DEE) se almacena en un acumulador y se inyecta en el colector de admisión usando un inyector a una presión de 2 bar. Un circuito electrónico se utiliza para controlar el caudal de DEE. El biogás se introduce directamente al colector de admisión. La temperatura de salida de agua enfriamiento es medida por un detector de temperatura de resistencia (RTD) y el aire flujo es medido utilizando un tipo de turbina seco que mide el caudal. En este trabajo experimental se estudia el efecto que trae el caudal del DEE en el rendimiento, las emisiones y el rango de carga en el modo HCCI alimentado con biogás. Se encontró que a menor relación de aire/DEE, la presión pico del cilindro se incrementa debido a la cantidad de suministro de energía del DEE. Cuando se está después de 320 CAD, hay un leve aumento en la temperatura del gas en el cilindro esto puede ser por las reacciones de baja temperatura o por la llama fría. No obstante, la temperatura del gas en el cilindro se sigue incrementando incluso después de la llama fría debido a la compresión del gas en el cilindro. En todas las condiciones de carga, la velocidad máxima para el incremento de la presión se encontró por debajo de 9 bar/CAD. Todo esto puede ser debido al CO₂ en el biogás el cual presenta un efecto de dilución bastante bueno. En todas las cargas se presenta una mejora en la eficiencia térmica del freno, la tasa máxima de subida de la presión es inferior a 7,5 bar/CAD lo cual ayuda a tener unas operaciones de motor suaves y también que se extienda el rango de carga. Se encontró también que a medida que aumenta la proporción de aire/DEE, se extienden los límites de carga. El modo HCCI de biogás-DEE presenta una gama amplia de la carga la cual va de 0 a 4.52 bar de la presión media efectiva al freno (BMEP). El porcentaje de la energía brindada por el DEE y el biogás bajo diferentes condiciones de carga en 0.54 bar BMEP, la energía de arrojada por el biogás es de casi un 23,5 % de toda la energía. Cuando la carga aumenta, se incrementa el aporte de energía del biogás. Estando en 4.52 bar BMEP, el aporte de energía del biogás es del 82 %. El modo HCCI arroja un BTE mejor que todas las cargas esto puede ser generado por la operación del acelerador y por la mayor relación de compresión en modo HCCI comparándola con el modo de SI. Cuando se tiene 25, 50, 75 y 100 % de la carga en modo de HCCI, se presenta una mejora BTE con valores de 29.5, 15.7, 19.3 y 9,2 % respectivamente dichas mejoras son comparadas con el modo SI. Ahora cuando se tienen 50, 75 y 100 % de la

carga se tienen mejoras del 27.3, 8.81 y 3,48 % respectivamente las cuales están comparadas con el modo de doble combustible. En modo HCCI de biogás-DEE bajo cargas del 25, 50, 75 y 100 %, las emisiones de CO son 4.2, 1.85, 1.73 y 0.64 veces más que las presentadas en el modo SI. La reducción de emisión de NO en modo HCCI biogás-DEE bajo cargas del 25, 50, 75 y 100 % son 93.61, 99.6, 97.2 y 99.7 % respectivamente comparándolas con las conseguidas en el modo SI. En todas las condiciones de la carga, se encontró que las emisiones de humo son bastante más bajas en el modo HCCI biogás-DEE. Por lo que operar el biogás en modo de HCCI es bueno ya que brinda un mejor rendimiento y excelentes características de las emisiones eso si con el DEE como el promotor de la ignición comparándola con otros modos de operación.

Yao et al [26], se usó un motor diésel modificado mono cilindro, refrigerado por agua, inyección directa. Volumen de desplazamiento de 1190 cc, relación de compresión de 17:1, cámara de combustión tipo tina, velocidad 1400 rpm, temperatura del refrigerante: 95 °C, temperatura del aceite: 85 °C., temperatura de entrada de la carga: 18 - 22 °C, presión media efectiva indicada (IMEP): 0.44 MPa o 0,64 MPa. Se utilizó un sistema de inyección de combustible controlada electrónicamente para introducir el combustible dimetil éter (DME) y metanol, el DME fue controlado por una válvula electro-magnética y el inyector de metanol, tenía 4 agujeros de control eléctrico marca Toyota 8A usados originalmente para gasolina, estos fueron puestos en el centro del tubo de entrada, su simetría debía tener un ángulo de 45° como dirección de entrada y una presión de inyección de 0.3 MPa. El gas de escape se midió con el analizador de escape Horiba MEXA-7100DEGR, que mide la HC por el método de ionización de la flama de hidrógeno (FID), CO y del CO_2 por no-dispersivo infrarrojo (NDIR) y NO_x con un químico luminiscente NO_x Analizador de (CLA). Esta investigación experimental tenía como fin estudiar las estrategias para el control de HCCI alimentada por dimetil éter (DME) y metanol. Se encontró que los efectos del porcentaje de EGR y DME sobre la presión en el cilindro y la velocidad de liberación de calor con IMEP a 0,44 MPa, bajo un porcentaje de DME constante, el pico de la presión en el cilindro desciende y la fase de presentación se retarda bastante con el aumento de la velocidad del EGR. Por lo tanto, a una velocidad EGR constante, el pico de presión en el cilindro se incrementa y el progreso del avance con el aumento del porcentaje de DME. Ahora cuando el coeficiente de variación de IMEP ósea el COV_{imep} supera el 10 %, el motor funciona, pero con bastantes problemas y la eficiencia de combustión se reduce drásticamente; por lo tanto, el $COV_{imep} = 10$ es nombrado como el límite de quemadura parcial. En cuanto al límite de golpeo, se define como la velocidad de elevación de la presión del cilindro nombrado dP/du que posee un valor de 1 MPa/CA. Entonces cuando dP/du está más allá de este valor el motor empieza a funcionar violentamente, el ruido se torna inaceptable y la emisión de NO_x aumentan erráticamente y la eficiencia térmica empeora bastante. El efecto del EGR en el porcentaje de DME cuando se está operando en HCCI con IMEPs de valores de 0,44 MPa y 0,64 MPa. Se pudo determinar que el porcentaje de DME en la operación HCCI sin EGR es

bastante pequeño, por lo que se hace difícil controlar el diámetro de DME. También se pudo encontrar el efecto del EGR con el máximo IMEP del HCCI alimentado con doble combustible DME y metanol se trabajó a una velocidad de 1400 rpm, el máximo IMEP encontrado en HCCI sin EGR fue de 0,74 MPa. El efecto que brinda el porcentaje de EGR y DME sobre las emisiones de NOX con IMEP a 0,64 MPa, el EGR tiene un efecto mínimo sobre las emisiones de NOX. Cuando se tiene no EGR y 10% de EGR, las emisiones de NOX aumentan por el incremento del porcentaje de DME. No obstante, cuando el EGR es superior al 10%, las emisiones de NOX se quedan en un nivel bajo, casi en 10 ppm. Los efectos del EGR y del DME sobre las emisiones de HC con IMEP a 0,44 MPa. Las emisiones de CO dependen de la tasa de EGR y el porcentaje de DME con un IMEP a 0,44 MPa, para el mismo porcentaje de DME con un aumento de la tasa EGR, las emisiones de CO se incrementan, ahora para el mismo el EGR el aumento del porcentaje de DME, las emisiones de CO decrecen debido al incremento de la temperatura de combustión en el cilindro.

Yap et al [27], utilizando un motor Medusa mono cilíndrico modificado con el fin de poder examinar el efecto de la sincronización de la válvula sobre la carga del motor y el atrapamiento del gas residual, diámetro 80 mm, carrera 88,9 mm, pistón de carreras, relación de compresión 12,5, inyección de combustible puerto líquido, Transductor de presión Kistler modelo 6125A fue instalado la pared de la cámara de combustión, conectada a través de un amplificador de carga Kistler modelo 5011 a una tarjeta de adquisición de datos de National Instruments la cual estaba en una computadora compatible con IBM. Todas las pruebas se realizaron a una velocidad de 1500 rpm. También en este montaje experimental se colocó un calentador de aire eléctrico de 3 kW en el conducto de admisión para precalentar el aire lo que lleva a que se extienda el rango de carga óptima para el uso del bioetanol. Este grupo de investigadores tenían como objetivo investigar el uso del bioetanol debido al éxito en los motores convencionales de combustión interna. Se encontró que sin tener el presente el calentamiento del aire de admisión, el rango de carga del motor con bioetanol se encontró entre 2,4-3,4 bar IMEP estos valores son bastante pequeños que los de un motor SI. Sin embargo, los motores de aspiración natural alimentados con otros combustibles por ejemplo la gasolina tiene rangos de carga parecidos cuando se trabaja en HCCI. La carga mayor se puede lograr con la ayuda de una válvula de entrada MOP de 138 CAD, mientras que la de escape MOP se coloca en 150 CAD. Cuando la válvula de entrada se retarda, comparándola con la válvula de escape MOP alrededor del TDC en el intercambio de gas, la carga del motor comenzará hasta llegar a un punto en el que la combustión no se mantendrá. También se encontró que para cualquier válvula de escape MOP su punto de combustión del 5% es más avanzado cuando la válvula de entrada se está de 10-15 CAD de avance, en comparación con la válvula de escape MOP sobre el TDC con intercambio de gas. Si se varía el IVC y el CR del motor cambia entonces existe un pequeño cambio de 118 CAD a 140 CAD, sin embargo, cuando la válvula de entrada MOP a 162 CAD, se observa un gran cambio en el valor del CR. Cuando la válvula de entrada MOP se acerca a

162 CAD, el IVC se genera cuando el pistón se encuentra en carrera ascendente cuando se está acelerando. Cuando los tiempos de las válvulas de admisión se acercan a los 118 CAD, la temperatura del aire de admisión aumenta de 23 a 53 °C. A partir de 130 CAD hasta los 118 CAD, la temperatura de la admisión aumenta con el punto de combustión del 5 % y, por lo tanto, el inicio de la combustión se retrasa gradualmente. Se pueden mantener las velocidades de presión a bajo del límite de golpe si la válvula de entrada se mantiene bastante avanzada de 118-126 CAD. Bajo una carga máxima de 4,18 bar IMEP, que es posible alcanzar con la sincronización de la válvula de escape de 142 CAD y de la válvula de admisión de 118 CAD, la velocidad máxima de la presión se incrementó a 9,3 bar/CAD, que está levemente por debajo del límite. Las emisiones de NO_x en el modo HCCI son bastante inferiores a las de la combustión SI del bioetanol. La reducción de NO_x oscila entre el 99,9 y el 93 % sin el calentamiento del aire de admisión, reduciendo hasta el 80% con el calentamiento del aire a cargas muy altas. Al hacer la comparación de los niveles de NO_x, que en modo SI las emisiones NO_x varían entre 1025 ppm y 1658 ppm mientras que los niveles de HCCI oscilan entre 1 ppm y 313 ppm para el mismo rango de carga.

Jang et al [28], utilizaron un motor de doble árbol de levas (DOHC), cuatro tiempos, refrigerado por agua, de un solo cilindro, de 82 mm de diámetro, y 93,5 mm de carrera. La presión de inyección del dimetil éter (DME) fue de 5 Mpa. La velocidad y la carga del motor fueron controladas por un dinamómetro de corriente alterna de 82 kW marca Unico Co. La presión en el cilindro se midió con el transductor de presión piezoeléctrico marca Kistler, modelo 6052b. Los gases de escape se analizaron con un analizador de gases marca HORIBA MEXA-1500d el cual logra medir el HC, CO, del CO₂, NO_x y del O₂ en el escape y el del CO₂ en la admisión. Los datos fueron obtenidos con un sistema de adquisición de datos marca IO Tech, serie Wavebook 516 con 12 bits de resolución. El tiempo de inyección directa en el cilindro estaba entre 20 a 350 CAD para investigar los efectos de la sincronización de la inyección mientras que el tiempo de inyección del puerto estuvo constante a 20 CAD. La tasa de EGR vario de 0% a 60% para cambiar la fase de la combustión y mejorar la presión efectiva media bruta indicada abreviada a IMEP_{gross}. Los investigadores estudiaron la forma de ampliar el rango de funcionamiento de un motor de HCCI con DME como combustible, utilizando inyección directa y recirculación de gases de escape (EGR) para lograr tener cambios de las características de la combustión. Para empezar, se encontró que el IMEP_{gross} alcanza su valor más alto cuando se incrementa la cantidad de DME inyectada. Con la inyección de puerto, la tasa de presión máxima a IMEP_{gross} fue de 0,8 MPa que fue de los más altos de los criterios de límite de carga. Ahora con la inyección directa el IMEP_{gross} se mejoró en un 3% comparándola con la inyección de puerto en cada condición de relación de aire debido al retardo de encendido alargado que proviene de la velocidad de reacción lenta la cual fue afectada mayormente por la temperatura de mezcla más baja. La fase de combustión se trabajó a CA5, CA50 y CA95, que son 5, 50 y 95 % del porcentaje de masa de quemadura. El punto de quema del 5 % de la

combustión está bastante relacionado con el tiempo de autoencendido. El IMEPgross tuvo tres regiones de cambio en función de la sincronización de inyección, el IMEPgross aumentó en la primera región de 20 a 260 CAD, pero en la segunda etapa el IMEPgross disminuyó de 260 a 320 CAD y para la tercera región estuvo más tarde de 320 CAD y fue aumentado. Dentro de la primera región que va de 20 a 260 CAD, el CA5 y el CA50 tuvieron un retraso debido a la acción del enfriamiento del DME evaporado y al tiempo de inyección tardío. El CA50 retardado no sólo disminuye el trabajo durante la compresión, sino que también aumenta el trabajo durante la expansión, por lo que la inyección directa tardía aumentó.

La segunda región que va de 260 a 320 CAD, el IMEPgross disminuyó a medida que la duración de la quemadura avanza de CA5 a CA95 esta fue más corta que la primera región por lo que el proceso de combustión terminó antes del punto muerto superior ósea el TDC, a pesar de la aparición del retardo de la auto-ignición. Las características de la combustión se cambiaron a una combustión más pobre y localmente más rica debido a un cambio en la homogeneidad de la mezcla cuando se retrasó el tiempo de inyección directa, este tiempo fue de al menos de 260 CAD. Este es el tiempo de inyección óptimo basado en el IMEPgross y en la emisión de NOx ya que la tercera región no se encontraba en HCCI. La emisión de NOx fue irrelevante con la inyección temprana y aumentó con la inyección tardía cerca del TDC. Se evidencio emisión de NOx cuando el tiempo de inyección estaba después de 240 CAD y el valor máximo de NOx se consiguió cerca de 320 CAD debido a que existen temperaturas de combustión localmente ricas y mayores.

Durante la tercera región que va de 320 a 350 CAD, el inicio de la auto ignición estuvo más retrasado que el TDC a temperaturas bajas como resultado de la absorción de calor latente del DME y el tiempo de inyección tardía, el cual era demasiado tardío para encenderse antes del TDC. Cuando el tiempo de inyección directa se encontraba cerca de los 320 CAD, las emisiones de HC y CO se redujeron, pero las emisiones de NOx alcanzaron su punto máximo. Las emisiones de HC y CO dependen en gran parte a la temperatura de combustión y están se reducen por una temperatura de combustión más alta. La sincronización óptima de la inyección de HCCI se encontró a 260 CAD, en donde existió la mejor condición operativa para el motor HCCI con inyección directa de DME basado en el IMEP, NOx, HC, CO. Todo esto se debió porque el tiempo de inyección hizo una combustión moderada y tardía. Se vio que el IMEPgross con EGR y la inyección directa mejoraron un 18 y 53 %, respectivamente, en comparación con la inyección de puerto y la inyección directa sin EGR.

Liu et al [29], usaron un motor diésel Yu Chai 4112, YC4112ZLQ el cual se convirtió a HCCI, este motor posee cuatro cilindros, volumen de desplazamiento de 1,3 litros, modificado para que solo operara en un solo cilindro en HCCI, relación de compresión 17,5, apertura de la válvula de admisión a 13,5° BTDC, cierre de la válvula de admisión a 38,5° ABDC, apertura de la válvula de escape es de 56,5° BBDC, cierre de la válvula de

escape a $11,5^\circ$ ATDC. La presión de refuerzo se generó por un compresor de aire externo el cual podía controlar la presión de entrada hasta 0,3 MPa. Se instaló un calentador eléctrico en el sistema de entrada arriba del inyector para mantener la combustión estable, también se instaló un transductor de presión Kistler 6125A en la pared de la culata, conectado a través de un amplificador de carga Kistler 5011 a una tarjeta de adquisición de datos National Instruments instalada en un PC compatible. Las concentraciones de CO_2 , CO , O_2 , NO_x y HC en el gas de escape se midieron mediante un analizador de gases de escape Horiba MEXA7100DEGR. La velocidad del motor fue de 1400 rpm durante todos los experimentos. Las cuatro mezclas de combustible primarias de referencias utilizadas fueron el 90-RON, 93-RON y 97-RON y una gasolina comercial, 94.1-RON. Este grupo de investigadores tenían como objetivo estudiar la influencia del índice de octano del combustible sobre las características de la combustión, el rendimiento del motor y las emisiones de un motor HCCI a diferentes presiones de entrada. Se encontró que la química del combustible tiene un gran efecto en el progreso de la combustión HCCI bajo diferentes presiones de refuerzo. El combustible sensible será más propenso a la auto-ignición, el G94.1 es un combustible sensible ($\text{RON} > \text{MON}$) ya que este contiene menos parafina y más aromáticos y olefinas que los combustibles PRF. Por lo tanto, a medida que crece la presión de entrada, el G94.1 es más resistente a la ignición automática en comparación con el PRF93, un combustible no sensible. Ahora se estudia el efecto de RON sobre el proceso de combustión bajo una presión de entrada. El PRF97 no puede lograr una combustión estable en esta condición de funcionamiento, ya que, con el aumento de la presión de entrada, la influencia del intervalo RON en el SOC es cada vez menor. Se vio que la diferencia del SOC es de aproximadamente 5 CAD entre el PRF90 y el PRF93, mientras que es casi el mismo a una presión de 1 bar. La temperatura media del gas dentro del cilindro se calculó a partir de la presión del cilindro, el análisis de esta temperatura para el PRF93 y G94.1 a diferentes presiones de entrada, se tuvo que el pico de la temperatura media del gas disminuye con una presión de entrada creciente, la razón de esto es que el exceso de aire proveniente del sobrealimentado reduce la temperatura de combustión máxima dentro del cilindro y esto disminuye la incidencia de golpe. La temperatura media del gas con HCCI para el PRF93 y G94.1 está entre 1050 y 1100 K.

Un aumento de la presión de entrada lleva a que la eficiencia de la combustión aumente para unos 0,15 MPa y luego disminuye para los 0,20 MPa la velocidad de alimentación trabajada, la razón de este comportamiento es que la frecuencia de colisión entre las moléculas aumenta con el incremento de la presión de refuerzo y esto lleva al aumento de la velocidad de reacción de la combustión. El criterio para la máxima carga es la velocidad máxima de aumento de presión que es de $1,0 \text{ MPa} / ^\circ\text{CA}$, más allá de esta la combustión tiende a ser "knock". A carga mínima alcanzable es bastante parecida entre el G94.1 y PRF93, pero la carga máxima del G94.1 es mayor que la del PRF93, esto se debe por que la combustión principal del G94.1 está en TDC después de la elevación, lo que se beneficia para aumentar el IMEP bruto. La carga

máxima aumenta a medida que el RON aumenta a la presión de refuerzo brindada. También se encontró que, a una presión de entrada más alta, el RON tiene menos influencia sobre la carga máxima alcanzada.

La formación de NO_x es muy sensible a la evolución de la temperatura durante el ciclo, a temperaturas superiores a 1800 K, la velocidad de formación de NO_x aumenta esporádicamente con el incremento de la temperatura. Existe un aumento en las emisiones de NO_x para las mezclas más ricas cuando se trabajan en los casos donde no se tiene sobrealimentación. Sin embargo, sólo hay un pequeño aumento casi nulo de NO_x para las mezclas más ricas que van de 0,15 o 0,2 MPa para la presión de entrada esto se debe por el aumento de la presión de entrada ya que se puede aspirar más aire dentro del cilindro. Para cuando existe la sobrealimentación, la reducción de la temperatura media de los gases produce emisiones de NO_x muy bajas, incluso en las mezclas más ricas. También se pudo ver que las emisiones de HC se reducen después de la sobrealimentación. Las emisiones de HC de G94.1 son mayores que las medidas para el PRF93 cuando se está trabajando con sobrealimentación, esto se produce ya que la temperatura media del gas de G94.1 es menor que la del PRF93. El RON para el PRF tiene poco peso sobre las emisiones de HC con sobrealimentación, especialmente para una presión de entrada de 0,2 MPa, por lo tanto, las emisiones de HC del G94.1 son mayores que las del PRF con sobrealimentación.

Ando et al [30], utilizando un sistema de compresión rápida y expansión (RCEM), esta máquina trabaja con tres diferentes relaciones de compresión 22, 24, 26, holguras de 80.1, 72.8, 66.6, trabaja bajo picos de presión de 4.56, 4.88, 5.20 respectivamente, diámetro x carrera 125x140 mm, velocidades entre 830-850 rpm. Gracias al video fotografía se lograron tomar fotografías directas con el fin de evidenciar la autoignición de la combustión a través de la ventana de cuarzo que estaba puesta en la culata. El área de observación estaba ubicada cerca del centro del cilindro. Para poder observar las emisiones de rayos ultravioleta, la cámara de video poseía de un filtro de paso de banda y un intensificador de imagen. El comportamiento de las emisiones se analizó mediante un espectroscopio de la misma área de observación. Se prepararon mezclas de gas natural-aire están estaban premezcladas bajo diferentes relaciones de aire en un depósito de alta presión, y se ingresaron en el cilindro precalentado. La relación de compresión se cambió de 22 a 26 variando el espesor de la corona del pistón. El propósito de este trabajo experimental es estudiar las características de auto ignición de HCCI con mezclas de gas natural durante el proceso de compresión. Se logró ver que una combustión de encendido por compresión bastante luminosa en todo el cilindro, se debe a una mayor temperatura y densidad durante la carrera de compresión esta incrementa la velocidad de la reacción química. Sin embargo, cuando se tiene una proporción de 22, la baja temperatura de compresión presentada causo una oxidación lenta en el cilindro esto es porque existe una distribución de temperatura a través del cilindro de la más alta en el centro del cilindro y más baja en la pared del cilindro. El efecto de la relación de compresión en el HCCI para una relación de compresión de 26, cuando se tiene una relación de aire de

2,0, se pudo encontrar un incremento de presión bastante rápido y con flamas visibles. Por el contrario, en proporciones mayores a 3,0, se evidencio un incremento de la presión, y ocurre bastante lejos del punto muerto superior y durante a 10-30° ATDC en la carrera de expansión. El efecto que trae la temperatura de admisión sobre las características de combustión, son comparadas para los tres casos de temperaturas de admisión trabajadas de 353, 393 y 433 K con una relación de compresión de 22, bajo estas condiciones se produjo una combustión muy lenta a 353 K y se observó un rápido incremento de la presión a 393 y 433 K. Como la temperatura de admisión se incrementó, el tiempo de encendido es más temprano con un período de combustión acortado y la velocidad incrementada del calor liberado (R.H.R.). Además, se conoció el efecto de la sobrealimentación sobre el HCCI a gas natural, primero que todo se tuvieron tres diferentes presiones de admisión de 0.111, 0.121 MPa la cual será la presión de referencia y 0.131 MPa con la misma temperatura de admisión y se compararon para generar las condiciones de sobrealimentación.

La combustión HCCI se consiguió con una mezcla de metano puro a una relación de aire de 1,5, pero la combustión incompleta se conservó con luminosidades de llama más bajas comparándolas con el caso del gas natural. El OH es un indicador útil que posee un alto nivel de auto emisiones y también se encuentra que cuando la oxidación a baja temperatura termina y la oxidación a alta temperatura apenas inicia. A una relación de compresión de 24, el OH observado aparece antes de los rayos visibles a pocos grados de ángulo de cigüeñal y desaparece antes de los 10°, todo esto se debe a que las reacciones de oxidación a alta temperatura están relacionadas con los radicales de OH con emisión elevadas.

Toshio Shudo y Hiroyuki Yamada [31], ejecutaron pruebas en un motor mono cilíndrico, cuatro tiempos, diámetro de 85 mm, una carrera de 88 mm y una relación de compresión de 9,7. Utilizaron gases como combustibles uno es el éter dimetílico DME y el otro es el hidrógeno del H_2 , estos fueron almacenados en cilindros de alta presión y se suministran continuamente al colector de admisión. Las velocidades de flujo del combustible se controlan usando válvulas de aguja y se miden con medidores de flujo de masa. La presión en el cilindro fue medida con un transductor de presión piezoeléctrico modelo AVL GM12D el cual fue instalado en la culata. Las concentraciones de CO y THC en el gas de escape se midieron fueron medidas con un analizador NDIR, y un analizador FID. El presente artículo investigo los mecanismos de reacción para el control de encendido del hidrógeno mediante el análisis cinético químico. Se encontró que un control eficaz sobre la ignición con hidrógeno puede ampliar el rango de operación de las relaciones de equivalencia y en las cargas del motor en combustión HCCI entonces se empezó estableciendo cierta cantidad de DME que era determinada por una relación de equivalencia de 0,27 sin la adición de hidrógeno o monóxido de carbono. La fracción molar de hidrógeno o monóxido de carbono a DME estuvo entre 0 a 1,5. Se pudo ver que las relaciones de equivalencia aumentan mediante la adición de hidrógeno o

monóxido de carbono, ya que la adición de hidrógeno o monóxido de carbono ocasiona un retardo en la fase de combustión teniendo en cuenta que la mayor relación de equivalencia, y el mayor efecto se obtienen con la adición de hidrógeno. El hidrógeno hace que la primera liberación de calor sea más lenta y esto lleva a que se retrase la elevación de la temperatura durante la oxidación a baja temperatura del DME. La producción de CH_3OCH_2 con el uso del DME. El hidrógeno que se genera a partir de las reacciones es combinado rápidamente con el O_2 esto se hace para producir HO_2 y este reacciona con el H para generar H_2O_2 . El hidrógeno ingresado se convierte en OH altamente reactivo en el HO_2 y con el H_2O_2 es menos reactivos. Los cálculos con fracciones molares de H_2 / DME de 0, 0,67, 1,0 y 1,5 bajo una cantidad DME constante la cual brinda una relación de equivalencia de 0,27 para el caso del DME puro. Con el aumento del hidrógeno se reducen bastante las concentraciones de OH y ocasiona un retardo en el primer pico de concentración del OH, lo que con lleva posteriormente a un retardo en el consumo del CH_3OCH_3 y a la formación de HCHO. También al tener un aumento en la fracción de hidrógeno se incrementan las concentraciones de HO_2 y H_2O_2 más exactamente antes de la oxidación a alta temperatura. El H_2O_2 se reduce y el OH aumenta rápido cuando se está cerca de los 1000 K independientemente de la cantidad de hidrógeno presente. Los casos con mayor fracción de hidrógeno se producen mayores cantidades de OH durante la oxidación a alta temperatura, todo esto ocurre por una mayor concentración de H_2O_2 durante el proceso de oxidación y combustión a baja temperatura con hidrógeno

Bedoya et al [32], realizaron pruebas en un motor 1.9 L TDI Volkswagen Diésel el cual estaba acoplado a un generador de motor inductivo que mantuvo una velocidad constante del motor de 1.800 rpm, volumen de desplazamiento de 1890 cm³, relación de compresión original 19,5:1 y se modificó a 17, biela de 144 mm, el orden de encendido 1-3-4-2, aspiración carga original turbo cargado pero se modificó a supe cargador y calentador, tiempo de las válvulas de salida y entrada son: IVO=16 CAD ATDC, IVC=25 CAD ABDC, EVO=28 CAD BBDC, EVC=19 CAD ATDC, entrada de potencia nominal 60kW a 3300 rpm, máximo torque original 210 Nm a 1800 rpm, cámara de combustión original tipo tazón y se modificó a semiplana. Además, para controlar con mayor precisión la temperatura de carga en cada cilindro, se utilizó un sistema Fast Thermal Management (FTM). Se utilizó un convertidor analógico digital (ADC) para mostrar y registrar los trazos de presión en un PC. Las emisiones de escape fueron medidas utilizando un sensor infrarrojo no dispersivo para CO_2 y CO, un sensor paramagnético para el O_2 , un detector de ionización de llama para los hidrocarburos no quemados (THC) y por ultimo un sensor quimio luminiscente para el NOx. Los investigadores tenían como objetivo evaluar los efectos de la composición del biogás, la relación de equivalencia, el enriquecimiento de oxígeno en la corriente de aire y de las diferencias en los parámetros de combustión entre cilindros. Se encontró que cambiando la fase de la combustión HCCI se relaciona bastante con el grado del ángulo del cigüeñal para la acumulación de la liberación de calor del 50 % (CA50), el CA50 fue

avanzado con relaciones de equivalencia más altas en todas las presiones de entrada y temperatura y esto produjo índices de combustión más altos para mezclas más ricas del biogás-aire y temperaturas más altas del cilindro en las etapas iniciales de la combustión. En el punto muerto superior el 30 % del biogás se quemó con una relación de equivalencia del 0,4, mientras que sólo el 10 % del biogás se quemó a una relación de equivalencia de 0,25. El aumento en la fracción de masa quemada antes del TDC con mayores relaciones de equivalencia con llevan a un incremento de la temperatura de la combustión después del TDC, y esto produce mayores índices de combustión y un CA50 avanzado. También se estudiaron los efectos de la presión de carga de entrada y la temperatura en CA50, se genera una velocidad bruta de liberación de calor para una relación de equivalencia de 0,4, ya que un aumento de la presión de carga de entrada incrementa la presión en el cilindro cerca de TDC, lo que lleva a que la concentración de las especies sea mayor y genera mayores tasas de combustión, un aumento de 0,2 bar en la presión de admisión anexo a un aumento de 10 K en la carga de entrada puede incrementar exageradamente el pico de la tasa bruta de liberación de calor para el biogás la cual va de $68 \text{ J/}^\circ\text{CA}$ a $120 \text{ J/}^\circ\text{CA}$ bajo una operación HCCI pobre. Al aumentar la presión absoluta de entrada de 2 a 2,2 bar llevo a que se incrementara un 1 bar en IMEPg por una mayor velocidad de flujo de combustible a la relación de equivalencia trabajada. Ahora al aumentar la temperatura de carga de entrada de 473 a 483 K, se generó un incremento de aproximadamente 0,7 bar en IMEPg sólo para una relación de equivalencia de 0,25 la cual es la más baja. El aumento en el IMEPg con una temperatura de carga de entrada más alta podría ser por un CA50 avanzado el cual llevo a una mayor combustión. El IMEPg más alto conseguido fue de 7,4 bar, con una relación de equivalencia de 0,4, a 2,2 bar de presión absoluta de entrada y 473 K de temperatura de carga de entrada. Para las emisiones se tuvo que para relaciones de equivalencia de 0,25 y 0,3, la temperatura máxima en el cilindro estaba bastante por debajo de 1800 K, el cual es el límite térmico para el inicio de la generación de NOx, todo esto hace que las emisiones de NOx sean imperceptibles. Con una relación de equivalencia de 0,4, la temperatura máxima en el cilindro fue levemente superior a 1800 K, por lo que la generación de NOx fue bastante rápida y se tuvieron evidentes niveles de emisión de NOx cuyo valor máximo fue $0,11 \text{ g/kWh}$, que es bastante bajo y se encuentra por debajo del límite.

Swami et al [33], realizaron pruebas en un motor diésel de un cilindro, refrigerado por agua, fue modificado para operar en el modo HCCI, relación de compresión 16:1, potencia de salida 3.7 kW a 1500 rpm, volumen de desplazamiento de 0.000553 m^3 y un inyector NOP de 220 bar. Se colocó un calentador eléctrico en el aire de admisión para controlar la temperatura de carga, también se utilizó un codificador óptico y un transductor de presión piezoeléctrico refrigerado por agua con el fin de lograr medir la historia de presión en el cilindro. Por último, se utilizó un detector de ionización de llama para las emisiones HC, un analizador infrarrojo no dispersivo (NDIR) para las emisiones de CO, un analizador quimio luminiscente para el NOx y un medidor de humos Bosch para las emisiones de humo. Los investigadores tenia

estudiaron el potencial que tiene el HCCI para utilizar eficazmente el biogás. Se usó el biogás como la principal fuente de energía y el diésel como controlador de la combustión. Entonces se usó el HCCI con biogás-diésel satisfactoriamente con un BMEP que se encuentra entre 2,5-4 bar con temperaturas de carga que van de 100-135 °C, no se realizaron tuvieron BMEPs por debajo de 2,5 bar por que la temperatura de carga que se necesitaba era bastante alta y en el otro extremo con BMEPs por encima de 4 bar se hizo difícil controlarla ya que la temperatura de carga tenía que disminuirse y la cantidad de biogás tenía que ser meticulosamente elevada. En cuanto a la eficiencia térmica al freno en el modo HCCI biogás-diésel con un BMEP de 2,5 bares, se encontró que una temperatura de carga de 100°C no se puede usar, ya que esta ocasionara golpes severos por las altas velocidades de liberación de calor. Con el biogás, las temperaturas de carga más altas pueden llegar a ser soportadas debido al CO_2 y a la alta temperatura de auto ignición del metano presente en la mezcla. Para una temperatura de carga de 100 °C, la eficiencia térmica se incrementó a medida que la cantidad de biogás se elevó por el hecho de que la combustión fue retrasada hacia el TDC para una buena eficacia termodinámica, para esta misma temperatura fue posible tener un 40 % máximo de biogás. También se encontró que los altos niveles de biogás hicieron que la tasa de liberación de calor decayera y por tanto la eficiencia térmica se reduciría. Con una temperatura de carga de 135 °C, se logró emplear una relación de energía de biogás del 40-57 % aunque si se hubiera incrementado la temperatura de la carga, se hubieran alcanzado mayores eficiencias térmicas y más altas velocidades de biogás, esto no se hizo ya que el aire tenía que ser calentado hasta los 200 °C para llegar a obtener una temperatura de carga de 135 °C.

Se tuvo una variación del HC a un BMEP de 2,5 bar bajo dos temperaturas diferentes de carga, lo que se vio fue que a medida que la cantidad de energía del biogás se incrementa, los niveles de HC aumentan por la porción no quemada de la carga que probablemente posee cierta cantidad de biogás que cada vez es más rica. También se observó que los niveles de HC son más altos con el aumento del BMEP o con el incremento de la temperatura de carga. Con un BMEP de 2,5 bares el nivel de CO se minimiza y luego se incrementa por el aumento del nivel de energía del biogás. También se observó sé cuándo se producen fallos en el fuego, el nivel de CO se dispara igual que en el HC. Sin embargo, el nivel de HC siempre se incrementa con el aumento en la relación de energía del biogás, y el nivel de CO decrece con el aumento del BMEP y se mantiene la relación de biogás para evitar golpes en el motor. Para el comportamiento del nivel de NO se encontró que se reducía cuando se incrementaba la relación de energía del biogás porque la tasa de combustión se reducía con una disminución en la cantidad de diésel inyectado, inclusive cuando se encontraba un golpeteo en el motor los niveles de NO con HCCI a biogás /diésel estaban abajo de las 60 ppm.

Miguel Torres Garcia et al [34], Se utilizó un motor diésel original DEUTZ FL1 906 mono cilíndrico, ignición directa (DI), cuatro tiempos, cilindraje de 708 cm³,

relación de compresión 19:1, máxima potencia de 11kW a 3000rpm, máximo torque 45 Nm a 2100 rpm, combustible diésel, bomba de inyección mecánica, refrigeración por aire y adaptado a combustión HCCI. El motor se probó bajo diferentes velocidades angulares y cargas en un banco de pruebas dotado con un dinamómetro de 25 kW con una célula de carga para medir el par. La presión en el cilindro fue medida con un sensor piezoeléctrico enfriado por agua de marca Kistler 6061B, y la presión en el tubo de admisión se midió con un sensor piezoresistivo marca Kistler 4045A10. El sistema de análisis de gases de escape se realizó por medio de un analizador NGA 2000, el cual mide continuamente tres componentes con un solo analizador usando una combinación de infrarrojos no dispersivos (NDIR) para CO y CO_2 y un sensor paramagnético de oxígeno. Los investigadores tenían como primer objetivo es estudiar los efectos del EGR frío y las condiciones de operación del motor con combustión HCCI y el segundo es evaluar el efecto que tiene el EGR frío sobre las emisiones de NOx, de hidrocarburos (HC) y de hollín en el modo HCCI versus al modo diésel. Se manejaron temperaturas del aire de admisión que se cambia a condiciones atmosféricas 18 a 50°C, en intervalos de 20 °C. La carga de los ensayos cambia de carga baja hasta la máxima carga alcanzable para el motor en modo HCCI, de 5 a 20 N m, con incrementos del par de 5 N m. La velocidad angular estudiada esta 1200 a 2400 rpm en intervalos de 300 rpm, entonces para una relación de equivalencia aire-combustible de 0,8, se pudieron ver tres zonas con diferentes comportamientos. En la primera zona, llamada A, se encontró que el ángulo de cigüeñal de encendido depende muy poco del ángulo de inyección para las inyecciones bastante tempranas y que se encuentren lejos del TDC, en la segunda zona, llamada B, el comienzo de la combustión depende más del inicio del ángulo de inyección, lo que afecta al diagrama P vs V del ciclo del motor bastante. La tercera y última zona C, comienza cerca de 40° BTDC, en esta existe un fuerte cambio y el inicio de la combustión aumenta con el inicio de la inyección, teniendo un comportamiento similar al de un motor diésel. Para optimizar del inicio de la inyección se tiene en la zona B, con un ángulo cercano a 45° BTDC, y las emisiones de CO, HC y NOx son mínimas. Se encontró también que para mejorar la potencia máxima se hace necesario retrasar el inicio de la combustión, por lo que al enfriar el aire de admisión se genera más condensación del combustible en las paredes de la cámara y se incrementa las emisiones de HC.

Además, se vio que existe una reducción de la relación de compresión puede llegar a traer beneficios para mejorar la potencia del motor en HCCI. Con una relación de compresión de 15:1 se hace necesario calentar el aire entrante hasta que la combustión inicie luego se puede quitar el calentamiento. Si la relación de compresión se reduce a 12:1, el arranque del encendido se retrasa bastante y la combustión del motor se vuelve inestable. Mientras que con la relación de compresión de 19:1 la combustión HCCI, se logra casi un 80 % de la potencia máxima del motor en modo diésel. La potencia no se puede aumentar más por el oxígeno, y este impide un aumento en la cantidad de gases de combustión recirculados. El efecto que tiene el EGR a 1500 rpm, con un consumo de combustible constante de 2,6 a 5 kg/ciclo, trabajando bajo una

relación de compresión de 15:1, se alcanzó par máximo con un 15 % de EGR, pero cuando se utilizó una relación de compresión original de 19: 1 se tuvo que utilizar un 33 % de EGR. Ahora bien, cuando se trabaja a 2400 rpm, con un consumo de combustible de 2,97 a 5 kg/ciclo, bajo una relación de compresión de 15:1 se consiguió una potencia máxima del 95 % a cuando el motor funcionaba en diésel. Esto nos quiere decir que la relación de compresión óptima esta entre 19:1 y 15:1 en la cual se puede lograr tener un par máximo sin falta de oxígeno, y una buena eficiencia termodinámica.

5. ANÁLISIS

Se iniciará el análisis de este artículo con una mirada a los temas u objetivos que tienen los artículos estudiados ya que este puede ser un indicador hacia donde apuntan los desarrollos de estos motores o hacia donde se inclinan la mayoría de investigación de la industria automotriz en el campo de los motores HCCI.

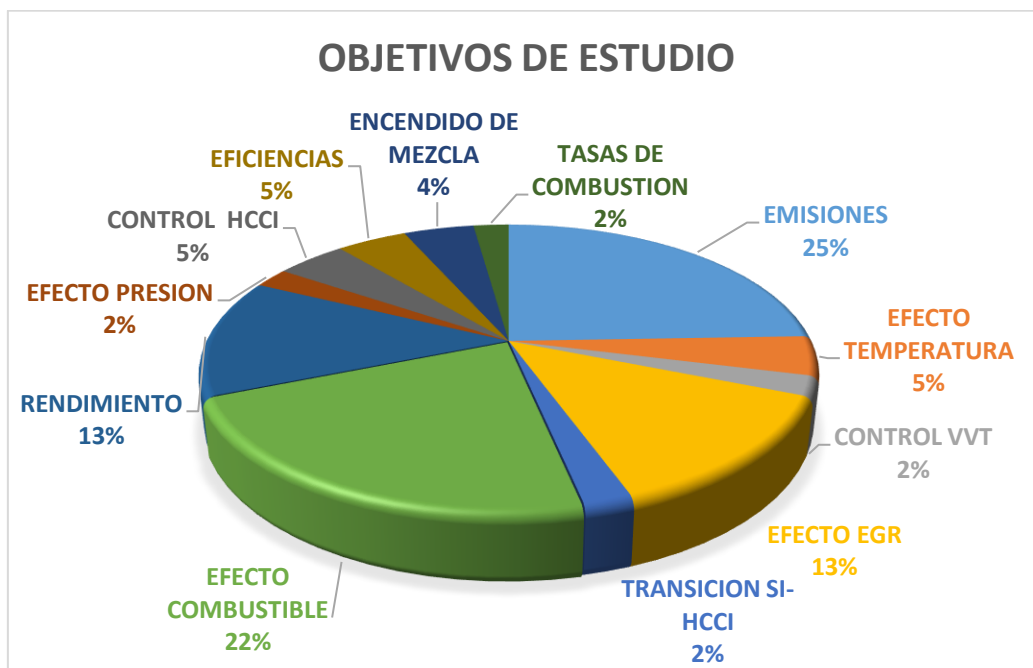


Figura 6. Objetivos de estudio de los artículos revisados

Como se puede observar en la anterior grafica se tienen gran variedad de temas de estudio, ya que son motores que están en desarrollo y por lo cual se están estudiando y trabajando múltiples características, técnicas y aspectos de los motores HCCI. Las emisiones son el grupo que tienen el mayor porcentaje esto se debe ya que en la mayoría de investigaciones se desarrollaba de manera alterna la investigación y análisis de las emisiones producidas por los motores HCCI, el segundo y tercer gran grupo son las dos formas de conseguir un motor HCCI las cuales se van a analizar en el siguiente punto, existe otro aspecto de gran importancia es el rendimiento de estos motores con respecto ya sea a los motores diésel o gasolina, o también referente a los diferentes combustibles usados. Queda claro que el motor HCCI es una nueva tecnología y desarrollo por parte de la ingeniería automotriz, al ser reciente este tipo de avance genera múltiples posibilidades y temas en los cuales se pueda estudiar y trabajar a futuros ingenieros interesados en el desarrollo de la industria automotriz.

Otro aspecto importante que tienen estos motores es la forma de operar un motor a combustión interna en HCCI y cómo conseguir la mayor eficiencia de esta en estos motores, en la anterior revisión bibliográfica se encontró que existen dos grandes formas de conseguir la mezcla homogénea la primera es

mediante un sistema de recirculación de gases de escape (EGR) esto consiste en hacer una recirculación de los gases a la cámara de combustión para obtener mayor rendimiento del motor y de la mezcla, el segundo método usado es por medio de una mezcla de diferentes combustibles con el fin de obtener una mezcla homogénea que cumpla con las características necesarias para un motor HCCI.

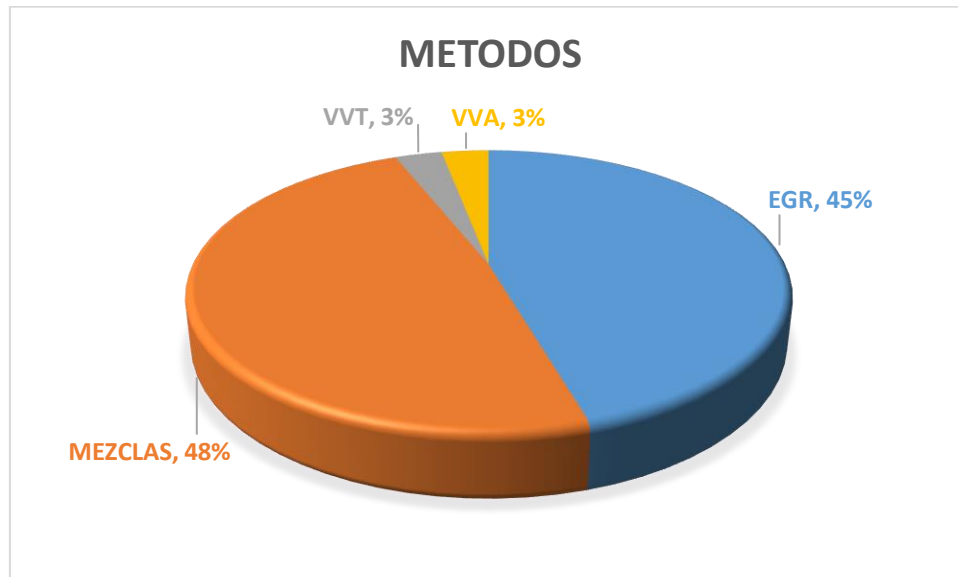


Figura 7. Métodos para lograr una mezcla homogénea en un motor HCCI

Con base en la bibliografía anteriormente analizada podemos decir que un motor HCCI tiene gran versatilidad en el uso de combustibles ya que este puede trabajar con dos o más combustibles a la vez mientras se tenga la mezcla homogénea indicada para el uso eficiente del motor, lo que lo hace un motor de gran atractivo para la generación de energía ya que puede trabajar con combustibles de fácil acceso como lo es la biomasa, gas GLP, o diésel.

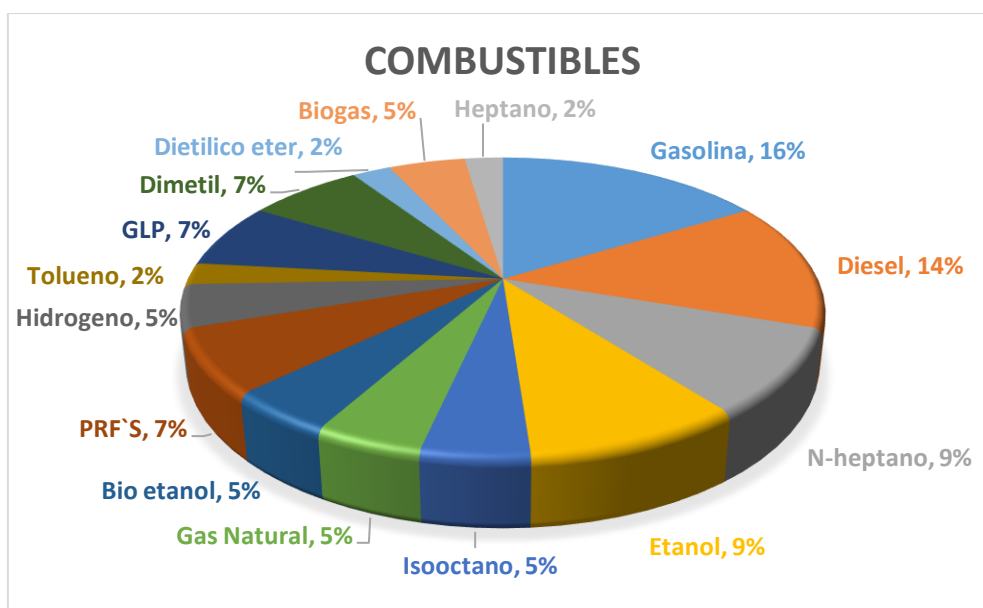


Figura 8. Combustibles utilizados en los motores HCCI

Existe una leve predominación por parte de la gasolina ya que es el combustible más usado en la actualidad por parte de parque automotor del país, el segundo es el diésel otro de los más usados en los camiones de carga pesada y motores de gran tamaño, luego están los demás combustibles que se podría decir que son menos comunes que los anteriormente dichos, pero que demuestran la gran facilidad de adaptabilidad que posee este motor para trabajar bajo diferentes combinaciones de combustibles, también lo hace más atractivo para el uso en sitios donde no se tenga fácil acceso el combustible fósil, este motor puede llegar a funcionar con biogás que es un combustible de bajo costo y de gran accesibilidad. Esta variedad de combustibles se debe a que los autores están buscando desincentivar el uso de combustibles fósiles ya que el uso de estos genera índices de emisiones contaminantes bastante altos, además el combustible fósil es un recurso no renovable y que está condenado a agotarse lo que genera un gran interés y preocupación por buscar nuevas formas de suplir este combustible y tecnología en motores a combustión interna.

6. CONCLUSIONES

- 1) Se encontró que en Colombia se tienen gran dependencia a ciertas fuentes de energía que en su mayoría son las hidroeléctricas lo que genera que en poblaciones alejadas a estas se tenga un mal servicio de energía o incluso no tenerlo, por lo cual se hace necesario otro tipo de fuentes de energía que sean de fácil acceso y de bajo consumo, para ello el motor HCCI llega a hacer una solución bastante atractiva debido a sus características como lo es el rendimiento, la versatilidad en cuanto al uso de combustibles, y bajas emisiones.
- 2) Se logró demostrar el potencial que tiene el motor HCCI en todos los campos de aplicación que se le pueda disponer, ya que es un motor que parte de motores ya creados como lo son los motores diésel o gasolina y que mediante una serie de modificaciones y aditamentos lo podemos convertir en un motor HCCI el cual es un motor totalmente diferente que brinda grandes prestaciones, además el que este motor pueda utilizar combustibles orgánicos es un plus bastante importante y una gran oportunidad para que este motor se disponga en la producción de energía amigable para el medio ambiente.
- 3) En las investigaciones u artículos revisados se encontró que para llegar a crear y obtener un motor HCCI se tienen que tener una mezcla homogénea con ayuda del uso de una mezcla de dos o más combustibles y anexo a este se debe colocar un sistema EGR para que se tenga una mezcla estequiométrica de mejor calidad dentro de la cámara de combustión y se tenga la ignición en el momento adecuado. Pero además de estas dos opciones se tienen otras que no son tan comunes como un sistema variable de apertura y cierre de válvulas (VVT) o (VVA) y cámaras de pre mezcla.
- 4) Tras terminar de revisar la bibliografía especializada en motores HCCI se puede decir que estos motores son el futuro de los motores a combustión interna ya que se vienen desarrollando cientos de prototipos de motores eléctricos y híbridos en la industria automotriz y este no es un motor que se queda atrás ya que es un motor amigable con el medio ambiente y de grandes cualidades, pero no obstante a esto es muy difícil encontrar literatura en español, la mayoría de textos y artículos se tienen en inglés por lo cual se hace necesario impulsar el desarrollo de estos motores por parte de ingeniería de habla hispana.

7. RECOMENDACIONES

- Se recomienda a futuras investigaciones sobre motores HCCI que realicen una revisión más extensa ya que existen bases de datos y artículos en diferentes idiomas que se pudieron haber omitido.
- Establecer más categorías en la clasificación que generen un estudio más amplio y preciso del tema para así segmentar y sintetizar de mejor forma los artículos.
- Realizar una revisión a más detalle de los motores HCCI que parten de motores a gasolina ya que en este artículo se enfocó más los que se empleaban motores Diésel.
- Se recomienda realizar una investigación profunda y detallada sobre las simulaciones y software desarrollado para estos motores ya que existe una gran parte de literatura enfocada en esto.

8. BIBLOGRAFIA

- [1] H. ZHAO, HCCI and CAI engines for the automotive industry, Brunel University, West London : WOODHEAD PUBLISHING LIMITED , 2007.
- [2] W. J. GRANIT ZYMBERI, *Spolpump till HCCI-motorn*, Stockholm, Sverige: KTH Industriell teknik och management , 2010.
- [3] J. Bengtsson, *Closed-Loop Control of HCCI Engine Dynamics*, Lund Institute of Technology: Printed in Sweden by Media-Tryck, 2004.
- [4] M. C. Brugueras, G. D. Alonso, A. G. D. Martínez y M. d. I. C. V. Abreu, «El articulo de revision,» Revista cubana de salud publica, OCTUBRE 2008. [En línea]. Available: http://scielo.sld.cu/scielo.php?pid=S0864-34662008000400011&script=sci_arttext&lng=pt. [Último acceso: 15 FEBRERO 2017].
- [5] D. Sik Kim y C. Sik Lee, «Improved emission characteristics of HCCI engine by various premixed fuels and cooled EGR,» *Fuel*, p. 695–704, 2006.
- [6] R. Kumar Maurya y A. Kumar Agarwal, «Experimental investigation on the effect of intake air temperature,» *Applied Energy*, pp. 1153-1163, 2010.
- [7] L. Shi, Y. Cui, K. Deng, H. Peng y Y. Chen, «Study of low emission

homogeneous charge compression,» *Energy*, pp. 2665-2676, 2005.

- [8] N. Milovanovic, R. Chen y J. Turner, *Influence of the Variable Valve Timing Strategy*, Toulouse, France: SAE international, 2004.
- [9] M. Ghazikhani, M. Kalateh, Y. Toroghi y M. Dehnavi , «An Experimental Study on the Effect of EGR and Engine Speed on CO and HC Emissions of,» *International Journal of Mechanical*, vol. 3, nº 4, pp. 357-362, 2009.
- [10] M. Fathi, R. Khoshbakhti Saray y M. D. Check, «The influence of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on combustion and emissions,» *Applied Energy*, pp. 4719-4724, 2011.
- [11] C. Stuart Daw, Robert M. Wagner, K. Dean Edwards y Johnney B. Green Jr., «Understanding the transition between,» *Proceedings of combustion institute*, pp. 2887-2894, 2007.
- [12] A. Tsolakis, A. Megaritis y D. Yap, «Application of exhaust gas fuel reforming in diesel and homogeneous,» *Energy*, pp. 462-470, 2008.
- [13] M. Sjoberg y J. E. Dec, «Effects of EGR and its constituents on HCCI autoignition of ethanol,» *Proceedings of the Combustion Institute*, nº 33, pp. 3031-3038, 2011.
- [14] Q. Fang, J. F. J. Z. y Z. H. , «Influences of pilot injection and exhaust gas recirculation (EGR) on combustion,» *Applied Thermal Engineering*, pp. 97-104, 2012.
- [15] M. Canakci, «An experimental study for the effects of boost pressure on the performance and exhaust emissions of a DI-HCCI gasoline engine,» *Fuel*, pp. 1503-1514, 2008.
- [16] Z. Wang, X. He, J.-X. Wang, S. Shuai, F. Xu y D. Yang, «Combustion visualization and experimental study on spark induced,» *Energy Conversion and Management*, pp. 908-917, 2010.
- [17] K. M. Rakesh y K. A. Avinash, «Experimental study of combustion and emission characteristics of ethanol fuelled port injected homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion engine,» *Applied Energy*, pp. 1169-1180, 2011.
- [18] 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, 2009.
- [19] J. Gomes Antunes, R. Mikalsen y A. Roskilly, «An investigation of hydrogen-fuelled HCCI engine performance and operation,» *International Journal of Hydrogen Energy*, pp. 5823-5828, 2008.

- [20] S. Tanaka, F. Ayala, J. C. Keck y J. B. Heywood, «Two-stage ignition in HCCI combustion and HCCI control by fuels and additives,» *Combustion and Flame*, pp. 219-239, 2003.
- [21] L. Xingcai, J. Libin, M. Junjun y H. Zhen, «Experimental study on the cycle-by-cycle variations of homogeneous charge compression ignition combustion using primary reference fuels and their mixtures,» *Journal of Automobile Engineering*, pp. 859-866, 2007.
- [22] D. Ganesh y G. Nagarajan, «Homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion of diesel fuel with external mixture formation,» *Energy*, pp. 148-157, 2010.
- [23] A. Dubreuil, F. Foucher, C. Mounai'm-Rousselle, G. Dayma y P. Dagaut, «HCCI combustion: Effect of NO in EGR,» *Proceedings of the Combustion Institute*, pp. 2879-2886, 2007.
- [24] N. Miller Jothi, G. Nagarajan y S. Renganarayanan, «Experimental studies on homogeneous charge CI engine fueled with LPG using DEE as an ignition enhancer,» *Renewable Energy*, pp. 1581-1593, 2007.
- [25] K. Sudheesh y J. Mallikarjuna, «Diethyl ether as an ignition improver for biogas homogeneous charge compression ignition (HCCI) operation,» *Energy*, pp. 3614-3622, 2010.
- [26] M. Yao, Z. Chen, Z. Zheng, B. Zhang y Y. Xing, «Study on the controlling strategies of homogeneous charge compression ignition combustion with fuel of dimethyl ether and methanol,» *Fuel*, pp. 2046-2056, 2006.
- [27] D. Yap, A. Megaritis y M. Wyszynski, «An Investigation into Bioethanol Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engine Operation with Residual Gas Trapping,» *Energy y Fuels*, pp. 1315-1323, 2004.
- [28] J. Jang, Y. Lee, C. Cho, Y. Woo y C. Bae, «Improvement of DME HCCI engine combustion by direct injection and EGR,» *Fuel*, pp. 617-624, 2013.
- [29] H. Liu, M. Yao, B. Zhang y Z. Zheng, «Effects of Inlet Pressure and Octane Numbers on Combustion and Emissions of a Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engine,» *Energy y Fuels*, p. 2207-2215, 2008.
- [30] T. Ando, Y. Isobe, D. Sunohara, Y. Daisho y J. Kusaka, «Homogeneous charge compression ignition and combustion characteristics of natural gas mixtures: the visualization and analysis of combustion,» *JSAE*, pp. 33-40, 2003.
- [31] T. Shudo y H. Yamada, «Hydrogen as an ignition-controlling agent for HCCI combustion engine by suppressing the low-temperature oxidation,» *International Journal of Hydrogen Energy*, pp. 3066-3072, 2007.

- [32] I. D. Bedoya, S. Saxena, F. J. Cadavid, R. W. Dibble y M. Wissink, «Experimental study of biogas combustion in an HCCI engine for power generation with high indicated efficiency and ultra-low NO_x emissions,» *Energy Conversion and Management*, pp. 154-162, 2012.
- [33] S. Swami Nathan, J. Mallikarjuna y A. Ramesh, «An experimental study of the biogas–diesel HCCI mode of engine operation,» *Energy Conversion and Management*, pp. 1347-1353, 2010.
- [34] M. Torres Garcia, F. . J. Jimenez-Espadafor Aguilar y T. Sanchez Lencero, «Experimental study of the performances of a modified diesel engine operating in homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion mode versus the original diesel combustion mode,» *Energy*, nº 34, pp. 159-171, 2009.
- [35] R. Sankaran y H. G. Im, «Characteristics of auto-ignition in a stratified iso-octane mixture with exhaust gases under homogeneous charge compression ignition conditions,» *Combustion Theory and Modelling*, vol. 9, nº 3, pp. 417-432, 2005.
- [36] J. Herzler, L. Jerig y P. Roth, «Shock tube study of the ignition of lean n-heptane/air mixtures at intermediate temperatures and high pressures,» *Proceedings of the Combustion Institute*, pp. 1147-1153, 2005.
- [37] J. Hernandez, J. Sanz-Argent, J. Benajes y S. Molina, «Selection of a diesel fuel surrogate for the prediction of auto-ignition under HCCI engine conditions,» *FUEL*, pp. 655-665, 2008.
- [38] N. J. Killingsworth, S. M. Aceves, D. L. Flowers, F. Espinosa-Loza y M. Krstić, «HCCI Engine Combustion-Timing Control:Optimizing gains and fuel consumption via extremum seeking,» *IEEE TRANSACTIONS ON CONTROL SYSTEMS TECHNOLOGY*, vol. 17, nº 6, pp. 1350-1361, 2009.
- [39] S.-C. KONG y R. D. REITZ, «APPLICATION OF DETAILED CHEMISTRY AND CFD FOR PREDICTING DIRECT INJECTION HCCI ENGINE COMBUSTION AND EMISSIONS,» *Proceedings of the Combustion Institute*, vol. 29, pp. 663-669, 2002.
- [40] Y. Choi* y J.-Y. Chen, «Fast prediction of start-of-combustion in HCCI with combined artificial neural networks and ignition delay model,» *Proceedings of the Combustion Institute* , nº 30, pp. 2711-2718, 2005.
- [41] G. Bogin Jr, J.-Y. Chen y R. W. Dibble, «The effects of intake pressure, fuel concentration, and bias voltage on the detection of ions in a Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) engine,» *Proceedings of the Combustion Institute* , nº 32, p. 2877–2884, 2009.
- [42] J. M. Anderlohr, F. Battin-Leclerc, A. Piperel, A. Pires da Cruz, R. Bounaceur, P. Dagaut y X. Montagne, «Influence of EGR compounds on

the oxidation of an HCCI-diesel surrogate,» *Proceedings of the Combustion Institute* , nº 32, p. 2851–2859, 2009.

- [43] S.-C. Kong y R. D. Reitz, «Use of Detailed Chemical Kinetics to Study HCCI Engine Combustion With Consideration of Turbulent Mixing Effects,» *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 124, pp. 702-707, 2002.
- [44] M. J. Roelle, G. M. Shaver y J. C. Gerdes, «TACKLING THE TRANSITION: A MULTI-MODE COMBUSTION MODEL OF SI AND HCCI FOR MODE TRANSITION CONTROL,» de *International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, Anaheim, California, USA, 2004.
- [45] C. S. Yoo, Z. Luo, J. H. Chen, T. Lu y H. Kim, «A DNS study of ignition characteristics of a lean iso-octane/air mixture under HCCI and SACI conditions,» *Proceedings of the Combustion Institute*, nº 34, pp. 2985-2993, 2013.
- [46] M. Shahbakhti, R. Lupul y R. C. Koch, *SENSITIVITY ANALYSIS & MODELING OF HCCI AUTO-IGNITION TIMING*, University of Alberta, Canada.
- [47] A. Pires da Cruz , «THREE-DIMENSIONAL MODELING OF SELF-IGNITION IN HCCI AND CONVENTIONAL DIESEL ENGINES,» *Combustion Science and Technology* , nº 176, pp. 867-887, 2004.
- [48] R. Bounaceur, P. Glaude, R. Fournet y F. Battin-Leclerc, «Kinetic modelling of a surrogate diesel fuel applied to 3D auto-ignition in HCCI engines,» *International Journal Vehicle Design*, vol. 44, pp. 124-142, 2007.
- [49] F. Contino, F. Foucher, C. Mounaïm-Rousselle, P. Dagaut, T. Lucchini y G. D'Errico, «Experimental and numerical analysis of nitric oxide effect on the ignition of iso-octane in a single cylinder HCCI engine,» *Combustion and Flame* , pp. 1-8, 2013.
- [50] S. M. Aceves, J. R. Smith, C. K. Westbrook y W. J. Pitz , «Compression Ratio Effect on Methane HCCI Combustion,» *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* , vol. 121, pp. 569-574, 1999.
- [51] 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*, nº 111, pp. 733-739, 2013.
- [52] P. Amneus, D. Nilson, F. Mauss, M. Christensen y B. Johansson, «Homogeneous Charge Compression Ignition Engine: Experiments and Detailed Kinetic Calculations,» *The fourth international symposium COMODIA*, nº 98, pp. 567-572, 1998.
- [53] R. Chen y N. Milovanovic, «A computational study into the effect of exhaust

gas recycling on homogeneous charge compression ignition combustion in internal combustion engines fuelled with methane,» *International Journal of Thermal Sciences*, nº 41, pp. 805-813, 2002.

- [54] Y. Zhang, E. Kung y D. Haworth, «A PDF method for multidimensional modeling of HCCI engine combustion: effects of turbulence/chemistry interactions on ignition timing and emissions,» *Proceedings of the Combustion Institute*, nº 30, p. 2763–2771, 2005.
- [55] c. d. c. cali, «Normatividad para las Energías Renovables en Colombia,» valle del pacifico, Cali, 2016.