



**UNIVERSIDAD
DE ANTIOQUIA**

**Estudio numérico y experimental de la combustión
HCCI del Hidrógeno y el Gas de Síntesis en un
motor estacionario para la generación de energía
eléctrica a condiciones de Medellín**

Autor

Andrés David Morales Rojas

Universidad de Antioquia

Facultad de Ingeniería, Departamento de Mecánica

Medellín, Colombia

2020



Estudio numérico y experimental de la combustión HCCI del Hidrógeno y el Gas de Síntesis en un motor estacionario para la generación de energía eléctrica a condiciones de
Medellín

Andrés David Morales Rojas

Trabajo de grado
como requisito para optar al título de:
Magister en Ingeniería Mecánica

Director

PhD Iván Darío Bedoya Caro

Universidad de Antioquia
Facultad de Ingeniería, Departamento de Mecánica
Medellín, Colombia
2020

*Dedicado a
mi familia*

Resumen

La inminente escasez de combustibles fósiles y las cada vez más estrictas normas de regulación de emisiones atmosféricas exigen a los investigadores y fabricantes de motores de combustión interna (*ICE*) el desarrollo de tecnologías con alta eficiencia de transformación energética, que hagan uso de combustibles alternativos y que a su vez tengan un vertimiento casi nulo de emisiones contaminantes a la atmósfera. La combustión *HCCI* (*Homogeneous Charge Compression Ignition*) aparece como una alternativa a las tecnologías de combustión tradicionales en *ICE* ya que ofrece una alta eficiencia térmica, bajas emisiones de óxidos de nitrógeno (NO_x) y material particulado (*PM*) y la posibilidad de utilizar diferentes tipos de combustible, incluso los de origen renovable. Por otro lado, los motores *HCCI* carecen de un sistema estandarizado de control de la ignición y tienen un rango de operación estable muy estrecho con altos niveles de emisión de monóxido de carbono (*CO*) y combustible sin quemar.

La utilización del hidrógeno (H_2) como combustible en distintas tecnologías de transformación energética es una de las apuestas tecnológicas de la actual “transición energética”, tiene la ventaja de producirse a partir de casi cualquier forma primaria de energía y el potencial de reducir a cero el vertimiento de dióxido de carbono (CO_2) a la atmósfera. La biomasa puede transformarse en hidrógeno o en una mezcla combustible rica en hidrógeno conocida como gas de síntesis a partir de un proceso termoquímico llamado gasificación; el gas de síntesis puede ser utilizado directamente como combustible en *ICE* o puede ser transformado en H_2 por medio del proceso *Water-Gas Shift* (*WGS*). La ventaja de utilizar biomasa como energético primario es que por lo regular es un recurso abundante y muy económico, en especial en zonas rurales, lo que posibilita su uso en plantas de generación eléctrica distribuida basados en sistemas de gasificación acoplados a motores de combustión interna; además, la generación de CO_2 en procesos de combustión de biomasa o combustibles derivados de la biomasa es contrarrestada por la siembra de nuevos cultivos, lo que aumenta la pertinencia ambiental de esta tecnología. El uso de hidrógeno o mezclas ricas en hidrógeno en motores de combustión interna ha ganado protagonismo en las últimas décadas, en la literatura se reportan muchas experiencias utilizando estos combustibles tanto en motores de encendido provocado (*SI*) como en motores de encendido por compresión (*CI*). Pocos han sido los trabajos reportados en los que se haga uso del hidrógeno o del gas de síntesis en motores *HCCI*; por lo regular, estos trabajos se limitaron a evaluar la viabilidad técnica, las principales características de combustión, de

Resumen

rendimiento y las emisiones del motor. Todos estos trabajos se realizaron en laboratorios cercanos al mar y ninguno reportó estrategias de incremento de los rangos de operación obtenidos.

El presente trabajo de maestría hizo parte de una serie de investigaciones enmarcadas dentro del proyecto: “Desarrollo y evaluación de un motor de encendido por compresión de carga homogénea asistido por chispa (*SA-HCCI*) de 5 kW”, desarrollado por el grupo de investigación *GASURE* de la *Universidad de Antioquia*. Un motor Diesel *Lombardini 25 LD 425-2*, estacionario, de dos cilindros, refrigerado por aire y con una relación de compresión de 19:1 fue modificado para funcionar en modo *HCCI*. El objetivo principal de este trabajo consistió en estudiar tanto numérica como experimentalmente la combustión y los principales parámetros de operación, de rendimiento y las emisiones del motor al utilizar hidrógeno y mezclas de gas de síntesis como combustible. Para aproximar las condiciones de temperatura en el cierre de la válvula de admisión (*IVC*) que generarían la autoignición de la mezcla admitida para diferentes dosados relativos y composiciones del combustible (100 % H_2 , 80 % H_2 - 20 % CO y 60 % H_2 - 40 % CO), se utilizó el modelo cero dimensional de una zona con cinética química detallada del módulo *ICEN* contenido en el paquete computacional *Chemkin-Pro*. Con base a los resultados numéricos y a las experiencias reportadas en la literatura se realizó una fase experimental para determinar las condiciones de temperatura en la admisión y de dosado relativo que aseguraban la obtención del fenómeno *HCCI* al utilizar hidrógeno (100 % H_2) y una mezcla de gas de síntesis (80 % H_2 - 20 % CO). Por último se hizo una evaluación numérica de la combustión retrasada como estrategia de incremento de los rangos de operación estable utilizando el modelo multizona con cinética química detallada del módulo *ICEN* contenido en el paquete computacional *Chemkin-Pro*.

Uno de los principales aspectos diferenciadores de este trabajo con relación a los reportados en la literatura fueron las condiciones de presión del sitio en las que se desarrolló la fase experimental. En comparación con las condiciones atmosféricas de las ciudades en las que se desarrollaron los trabajos analizados, la presión en la ciudad de *Medellín* es, en promedio, 15 kPa inferior. La combustión *HCCI* del hidrógeno y de la mezcla de gas de síntesis tuvo como principal característica unas altas temperaturas en la admisión y bajos dosados relativos. Al utilizar hidrógeno se logró obtener el fenómeno de combustión *HCCI* con dosados relativos entre 0.21 y 0.28 y temperaturas en la admisión entre 188 °C y 235 °C, estos valores de temperatura fueron, en promedio, 100 °C superiores a los reportados en otros trabajos; el máximo valor para la presión media indicada neta (*IMEP_n*) fue de 1.75 bar, mientras que la eficiencia térmica indicada neta (*ITEn*) máxima fue de 34.5%. Con la mezcla de gas de síntesis se logró la obtención del fenómeno de combustión *HCCI* con dosados relativos entre 0.17 y 0.33 y temperaturas en la admisión entre 200 °C y 230 °C; la máxima *IMEP_n* alcanzada fue de 0.75 bar y la máxima *ITEn* de 17%. Las simula-

ciones multizona confirmaron la efectividad de la combustión retrasada como estrategia de incremento de los rangos de operación del motor.

Índice general

| | |
|--|-------------|
| Resumen | I |
| Índice de figuras | VI |
| Índice de tablas | X |
| Glosario | XIII |
| 1 Introducción | 1 |
| 1.1 Contexto | 1 |
| 1.2 Generalidades de los Motores <i>HCCI</i> | 4 |
| 1.3 Uso del gas de síntesis en motores <i>HCCI</i> | 5 |
| 1.4 Objetivos | 7 |
| 1.4.1 Objetivo General | 8 |
| 1.4.2 Objetivos específicos | 8 |
| 1.5 Justificación | 8 |
| 2 Marco teórico y estado del arte | 10 |
| 2.1 Análisis de la combustión en <i>ICE</i> | 10 |
| 2.1.1 Parámetros Indicados | 12 |
| 2.1.2 Diagnóstico termodinámico de la combustión | 15 |
| 2.1.3 Fracción de calor liberado | 19 |
| 2.1.4 <i>Intensidad de ringing (RI)</i> | 20 |
| 2.2 Motores de combustión interna alternativos | 21 |
| 2.2.1 Generalidades | 21 |
| 2.2.2 Motores <i>HCCI</i> | 22 |
| 2.2.3 Presión en la admisión | 26 |
| 2.2.4 Combustión retrasada | 27 |
| 2.3 Hidrógeno y gas de síntesis | 29 |
| 2.3.1 Características de combustión del hidrógeno y el gas de síntesis | 29 |
| 2.4 Motores <i>HCCI</i> que utilizan hidrógeno y gas de síntesis | 36 |
| 2.4.1 Stenlääs y colaboradores | 37 |
| 2.4.2 Gomes y colaboradores | 39 |
| 2.4.3 Caton y Pruitt | 40 |

| | | |
|----------|--|-----------|
| 2.4.4 | Bika y colaboradores | 41 |
| 3 | Metodología | 44 |
| 3.1 | Simulaciones de una zona | 44 |
| 3.2 | Montaje Experimental | 46 |
| 3.2.1 | Motor | 46 |
| 3.2.2 | Sistemas periféricos | 47 |
| 3.2.3 | Instrumentación, adquisición, tratamiento, visualización y control | 48 |
| 3.2.4 | Desarrollo experimental | 50 |
| 3.3 | Simulaciones multizona | 52 |
| 4 | Resultados y análisis | 55 |
| 4.1 | Simulaciones de una zona | 55 |
| 4.2 | Resultados experimentales | 58 |
| 4.2.1 | Hidrógeno | 58 |
| 4.2.2 | Gas de síntesis | 64 |
| 4.3 | Combustión Retrasada | 75 |
| 5 | Conclusiones y trabajos futuros | 79 |
| 5.1 | Conclusiones hidrógeno | 79 |
| 5.2 | Conclusiones gas de síntesis | 80 |
| 5.3 | Conclusiones combustión retrasada | 81 |
| 5.4 | Trabajos futuros | 82 |
| | Bibliografía | 82 |

Índice de figuras

| | | |
|------|--|----|
| 1.1 | Fuentes y tecnologías de producción de hidrógeno. Adaptado de [8]. | 3 |
| 1.2 | Densidad energética para diferentes combustibles en función del dosado relativo. Presión y temperatura en la admisión de 101.325 kPa y 20 °C, respectivamente. | 6 |
| 2.1 | Diagrama presión vs volumen en ICE. | 10 |
| 2.2 | Parámetros geométricos de un ICE. Adaptado de [14]. | 11 |
| 2.3 | Variación de la presión media indicada neta. Composición 80 % H_2 - 20 % CO , temperatura en la admisión de 200°C y dosado relativo de 0.28. Elaboración con base a resultados experimentales de este trabajo. | 15 |
| 2.4 | Balance de energía en la cámara de combustión. Adaptado de [14]. | 16 |
| 2.5 | Calor liberado y Fracción de calor liberado. Composición 100 % H_2 , temperatura y presión en la admisión de 214°C y 0.84 bar, respectivamente y dosado relativo de 0.25. Elaboración propia con base a resultados experimentales de este trabajo. | 19 |
| 2.6 | Manifestación del <i>ringing</i> en motores HCCI. Composición 80 % H_2 - 20 % CO , temperatura y presión en la admisión de 200°C y 0.84 bar, respectivamente y dosado relativo de 0.28. Elaboración propia con base a resultados experimentales de este trabajo. | 21 |
| 2.7 | Mapa de emisión de PM y NO_x para motores SI, CI, HCCI y LTC. Adaptado de [15]. | 23 |
| 2.8 | Comparación de la máxima BMEP lograda en motores HCCI en función del régimen de giro para aspiración natural y sobrealimentación con turbocompresor y compresor mecánico . Adaptado de [35]. | 27 |
| 2.9 | Variación de la <i>intensidad de ringing</i> para diferentes dosados relativos en función del CA50. Adaptado de [17]. | 28 |
| 2.10 | Límites de explosión del hidrógeno; Líneas: simulaciones, Puntos: Experimentos. Adaptado de [45]. | 30 |
| 2.11 | Temperatura de llama adiabática en función del dosado relativo para: Izquierda, mezclas de diferentes gases combustibles con aire, presión de la mezcla 1 atm y temperatura de la mezcla 300 K. Derecha, gas de síntesis y aire a diferentes condiciones de presión y temperatura. Adaptado de [38]. | 33 |

| | | |
|------|--|----|
| 2.12 | Velocidad de deflagración laminar medida y calculada en función del dosado relativo para diferentes mezclas de gas de síntesis y aire, presión de 1 atm. Adaptado de [39]. | 34 |
| 2.13 | Velocidad de deflagración laminar para una mezcla de gas de síntesis (40 % H_2 - 40 % CO - 20 % H_2O) y aire en función de la presión para diferentes dosados relativos y temperaturas. Adaptado de [40]. | 35 |
| 2.14 | Tiempo de retraso a la ignición para una mezcla estequiométrica de gas de síntesis (12 % $H_2 + CO$ - 6.25 % O_2 - 18.125 % N_2 - 63.125 % Ar) y aire en función de la temperatura. R_{CO} es la fracción volumétrica de CO en la mezcla $H_2 + CO$. Presiones de 15 bar, 30 bar y 50 bar; temperaturas desde 950 K a 1100 K. Adaptado de [41]. | 36 |
| 2.15 | Izquierda, duración de la combustión (10-90 % HRR) en función de la temperatura de admisión para RMG e H_2 , dosado relativo de 0.22, régimen de giro de 1200 rpm y relación de compresión de 17. Derecha, rango de temperaturas de admisión que generan la operación estable del motor en función de la relación de compresión, régimen de giro de 1200 rpm. Adaptado de [24]. | 38 |
| 2.16 | Eficiencia térmica (BTE) en función del exceso de aire (izquierda) y perfil de presión en cámara de combustión (derecha). Motor <i>Deutz</i> de 825 cc, relación de compresión de 17:1, régimen de giro de 2200 rpm, temperatura en la admisión de 93 °C e hidrógeno como combustible. Adaptado de [25]. | 40 |
| 2.17 | Mapa de operación y eficiencias térmicas obtenidas para diferentes valores de relación de compresión y dosado relativo. Izquierda, temperatura de admisión de 80 °C. Derecha, temperatura de admisión de 100 °C. Adaptado de [26]. | 42 |
| 2.18 | Izquierda: temperatura de admisión requerida para garantizar el punto máximo de $IMEP_n$ en función del contenido de H_2 en la mezcla combustible. Derecha: eficiencia de combustión y eficiencia térmica en función del contenido de H_2 en la mezcla combustible. Adaptado de [23]. | 43 |
| 3.1 | Temperatura en cámara y concentración de especies químicas (H_2O_2 y OH) en función del ángulo de giro de cigüeñal. Composición 80 % H_2 y 20 % CO , $\phi = 0.20$, $T_{IVC} = 198$ °C y $P_{IVC} = 1$ bar. | 47 |
| 3.2 | Montaje experimental. | 49 |
| 3.3 | Distribución de temperatura al interior de la cámara de combustión 45 °aTDC. Composición 60 % GN - 40 % CO_2 , $\phi = 0.42$, $T_{IVC} = 325$ K y $P_{IVC} = 0.84$ bar. Tomado de [48]. | 52 |
| 3.4 | Perfiles de temperatura de cada una de las zonas y perfil de temperatura promedio. Composición 80 % H_2 - 20 % CO , $\phi = 0.30$, $T_{IVC} = 182$ K y $P_{IVC} = 1$ bar. | 53 |

Índice de figuras

| | | |
|------|--|----|
| 4.1 | Efecto de la temperatura en el <i>IVC</i> y del dosado relativo en la ignición de la mezcla de reactivos (punto máximo de H_2O_2). Composición 80 % H_2 - 20 % CO y $P_{IVC} = 1 \text{ bar}$. Izquierda: Dosado relativo de 0.30 y temperatura en el <i>IVC</i> de 172 °C, 177 °C, 172 °C, 187 °C y 192 °C. Derecha: Temperatura en el <i>IVC</i> de 187 °C y dosado relativo de 0.20, 0.25, 0.30, 0.35, 0.40, 0.45 y 0.50. | 55 |
| 4.2 | Punto máximo de H_2O_2 en función de la temperatura en el <i>IVC</i> para todos los valores de dosado relativo evaluados. Composición 80 % H_2 - 20 % CO y $P_{IVC} = 1 \text{ bar}$ | 56 |
| 4.3 | Variación del punto máximo de H_2O_2 en función de la temperatura en el <i>IVC</i> para diferentes porcentajes de hidrógeno en el combustible. Dosado relativo de 0.30 y $P_{IVC} = 1 \text{ bar}$ | 57 |
| 4.4 | Variación del punto máximo de H_2O_2 en función de la temperatura en el <i>IVC</i> para diferentes valores de presión en el <i>IVC</i> . Composición 80 % H_2 - 20 % CO y un dosado relativo de 0.30. | 58 |
| 4.5 | Curvas de presión en cámara promedio para diferentes condiciones de temperatura en la admisión y dosado relativo. Composición 100 % Hidrógeno y $P_{adm} = 0.84 \text{ bar}$ | 59 |
| 4.6 | Límites de operación experimentales. Izquierda: Variación en la presión ciclo a ciclo en la cámara de combustión. Derecha: Curva de presión promedio y curva de presión con presencia <i>ringing</i> . $T_{adm} = 188 \text{ °C}$ y $\phi = 0.28$ | 60 |
| 4.7 | Parámetros de estabilidad para diferentes condiciones de temperatura en la admisión y dosado relativo. Composición 100 % Hidrógeno y $P_{adm} = 0.84 \text{ bar}$ | 61 |
| 4.8 | Densidad energética, fracción de gases recirculados (<i>RGF</i>), presión media indicada neta (<i>IMEP_n</i>) y eficiencia térmica indicada neta (<i>ITEn</i>) en función del dosado relativo (ϕ) y la temperatura de admisión (T_{adm}). Composición 100 % Hidrógeno y $P_{adm} = 0.84 \text{ bar}$ | 62 |
| 4.9 | Perfiles de temperatura de combustión para diferentes condiciones de temperatura en la admisión y dosado relativo. Composición 100 % Hidrógeno y $P_{adm} = 0.84 \text{ bar}$ | 63 |
| 4.10 | Tasa de liberación de calor (<i>HRR</i>) y fracción de calor liberado real y normalizado (<i>CHR</i>) para diferentes condiciones de temperatura en la admisión y dosado relativo. Composición 100 % Hidrógeno y $P_{adm} = 0.84 \text{ bar}$ | 64 |
| 4.11 | Inicio (<i>CA10</i>), centrado (<i>CA50</i>) y duración (<i>CA90</i> - <i>CA10</i>) de la combustión en función del dosado relativo (ϕ) y la temperatura de admisión (T_{adm}). Composición 100 % Hidrógeno y $P_{adm} = 0.84 \text{ bar}$ | 65 |
| 4.12 | Curvas de presión en cámara promedio para diferentes condiciones de temperatura en la admisión y dosado relativo. Composición 80 % H_2 - 20 % CO y $P_{adm} = 0.84 \text{ bar}$ | 66 |

| | | |
|------|--|----|
| 4.13 | Coefficiente de variación de la $IMEP$ ($COV - IMEP$) e <i>Intensidad de Ringing</i> (RI) para todos los valores de temperatura evaluados en función del dosado relativo. Composición 80 % H_2 - 20 % CO y $P_{adm} = 0.84$ bar. . . | 67 |
| 4.14 | Presión media indicada neta $IMEP_n$, eficiencia térmica indicada neta $ITEn$, rendimiento volumétrico y densidad energética para todos los niveles de temperatura en la admisión en función del dosado relativo. Composición 80 % H_2 - 20 % CO y $P_{adm} = 0.84$ bar. | 68 |
| 4.15 | Izquierda: Perfiles de temperatura de combustión para diferentes condiciones de temperatura en la admisión y dosado relativo. Derecha: Temperaturas de combustión máxima para diferentes condiciones de temperatura en la admisión y dosado relativo. Composición 80 % H_2 - 20 % CO y $P_{adm} = 0.84$ bar. | 69 |
| 4.16 | Tasa de liberación de calor (HRR) y fracción de calor liberado normalizado ($NCHR$) para diferentes condiciones de temperatura en la admisión y dosado relativo. Composición 80 % H_2 - 20 % CO y $P_{adm} = 0.84$ bar. | 70 |
| 4.17 | Inicio ($CA10$), centrado ($CA50$) y duración ($CA90 - CA10$) de la combustión en función del dosado relativo y de la temperatura de admisión. Composición 80 % H_2 - 20 % CO y $P_{adm} = 0.84$ bar. | 71 |
| 4.18 | Emisiones de dióxido de carbono (CO_2), monóxido de carbono (CO) y óxidos de nitrógeno (NO_x) en función del dosado relativo para cada una de las temperaturas de admisión evaluadas. Composición 80 % H_2 - 20 % CO y $P_{adm} = 0.84$ bar. | 72 |
| 4.19 | El efecto de la relación de compresión (r_c) y del régimen de giro (rpm) sobre los niveles de temperatura en la admisión necesarios para generar la autoignición (punto máximo de H_2O_2) de una mezcla de gas de síntesis. Composición 80 % H_2 y 20 % CO y dosado relativo de 0.30. | 74 |
| 4.20 | Curvas de presión promedio en función T_{IVC} y el dosado relativo para diferentes composiciones del combustible y $P_{IVC} = 1$ bar. Superior izquierda: Composición 100 % H_2 ; superior derecha: Composición 80 % H_2 - 20 % CO ; inferior centro: Composición 60 % H_2 - 40 % CO | 76 |
| 4.21 | Punto de máximo H_2O_2 en función del dosado relativo y la T_{IVC} para todas las composiciones evaluadas. $P_{IVC} = 1$ bar. | 77 |
| 4.22 | $IMEP_g$ en función del dosado relativo y la T_{IVC} para todas las composiciones evaluadas. $P_{IVC} = 1$ bar. | 78 |

Índice de tablas

| | | |
|-----|---|----|
| 1.1 | Propiedades de combustión para diferentes combustibles, los cálculos se hicieron a una presión y temperatura de 101.325 <i>kPa</i> y 20 °C. | 7 |
| 2.1 | Comparación entre las diferentes tecnologías de combustión en <i>ICE</i> . Adaptado de [17] y [19]. | 24 |
| 3.1 | Parámetros geométricos del motor utilizados para las simulaciones de una zona. | 45 |
| 3.2 | Composiciones y propiedades de combustión de las mezclas combustible utilizadas. | 46 |
| 3.3 | Especificaciones técnicas y parámetros geométricos del motor. | 48 |
| 3.4 | Precisión e incertidumbre asociada a las variables medidas. | 50 |
| 3.5 | Configuración de las zonas usadas en la simulación. | 53 |
| 4.1 | Comparación entre los diferentes estudios realizados en combustión <i>HCCI</i> con hidrógeno (H_2) y mezclas de gas de síntesis (H_2/CO). | 73 |

Glosario

Abreviaturas

| | | |
|-----------------------------------|---|---|
| <i>ATCE</i> | — | Área de transferencia de calor externa. |
| <i>BMEP</i> | — | Presión media efectiva en el eje. |
| <i>BTE</i> | — | Eficiencia térmica en el eje. |
| <i>CHR</i> | — | Fracción de calor liberado. |
| <i>CH₄</i> | — | Metano. |
| <i>CO</i> | — | Monóxido de carbono. |
| <i>CO₂</i> | — | Dióxido de carbono. |
| <i>CI</i> | — | Encendido por compresión. |
| <i>EGR</i> | — | Gases de escape recirculados. |
| <i>ESCA</i> | — | Energy switch crank angle. |
| <i>FNCE</i> | — | Formas no convencionales de energía. |
| <i>GN</i> | — | Gas natural. |
| <i>HC</i> | — | Hidrocarburos sin quemar. |
| <i>HCCI</i> | — | Homogeneous charge compression ignition. |
| <i>HO₂</i> | — | Radical Hidroperoxilo. |
| <i>HRR</i> | — | Tasa de liberación de calor. |
| <i>H₂</i> | — | Hidrógeno. |
| <i>H₂O</i> | — | Agua (Vapor de agua). |
| <i>H₂O₂</i> | — | Radical Peróxido de hidrógeno. |
| <i>ICE</i> | — | Motores de combustión interna. |
| <i>IVC</i> | — | Ángulo de cierre de la válvula de admisión. |
| <i>IVO</i> | — | Ángulo de apertura de la válvula de admisión. |
| <i>NO_x</i> | — | Óxidos de nitrógeno. |
| <i>N₂</i> | — | Nitrógeno. |
| <i>OH</i> | — | Radical Hidóxilo. |
| <i>O₂</i> | — | Oxígeno. |
| <i>PM</i> | — | Material particulado. |
| <i>RGF</i> | — | Fracción de gases recirculados. |
| <i>RMG</i> | — | Gas reformado del metanol. |
| <i>SI</i> | — | Encendido provocado. |

Glosario

| | | |
|-----|---|---------------------------|
| WGS | — | Water gas shift. |
| TDC | — | Punto muerto superior. |
| ZNI | — | Zonas no interconectadas. |

Parámetros y variables

| | | |
|-------------------|---|--|
| $A_c(\theta)$ | — | Área superficial de la cámara de combustión [m^2]. |
| A_r | — | Área de referencia [m^2]. |
| AFR_s | — | Relación aire combustible estequiométrica [-]. |
| a | — | Radio del cigüeñal [mm]. |
| B | — | Diametro del cilindro [mm]. |
| C_d | — | Coefficiente de descarga equivalente [-]. |
| CA10 | — | Ángulo de inicio de la combustión [$^{\circ}CA$]. |
| CA50 | — | Ángulo de enfasado de la combustión [$^{\circ}CA$]. |
| CA90 | — | Ángulo del final de la combustión [$^{\circ}CA$]. |
| COV – IMEP | — | Coefficiente de variación de la IMEP [%]. |
| dm_{cr} | — | Masa de fuga por crevices [kg]. |
| dU | — | Cambio en la energía interna de la mezcla reactiva [kJ]. |
| dV | — | Diferencial del volumen de la cámara de combustión [m^3]. |
| ED | — | Densidad energética [bar]. |
| HRR | — | Tasa de liberación de calor [$J/^{\circ}CA$]. |
| $h_c(\theta)$ | — | Coefficiente convectivo de los gases en la cámara de combustión [$W/m^2 \cdot K$]. |
| h_{cr} | — | Entalpía específica de la masa de fuga [kJ/kg]. |
| $IMEP_n$ | — | Presión media indicada neta [bar]. |
| \overline{IMEP} | — | Promedio de la IMEP [kPa]. |
| ITE_n | — | Eficiencia térmica indicada neta [%]. |
| LHV | — | Poder calorífico inferior [kJ/kg]. |
| l | — | Longitud de la biela [mm]. |
| m | — | Masa de la mezcla de gases al interior de la cámara de combustión [kg]. |
| m_a | — | Masa de aire [kg]. |
| m_f | — | Masa de combustible [kg]. |
| m_{RG} | — | Masa de gases recirculados [kg]. |
| P_{adm} | — | Presión en la admisión [kPa]. |
| P_{atm} | — | Presión atmosférica [kPa]. |
| p_{mot} | — | Presión de la cámara de combustión para un ciclo arrastrado [kPa]. |
| $p(\theta)$ | — | Presión media de la cámara de combustión [kPa]. |
| R | — | Relación entre la longitud de la biela y el radio del cigüeñal [-]. |
| RI | — | Intensidad de ringing [MW/m^2]. |

| | |
|-----------------|--|
| R_g | — Constante de gas de la mezcla [$kJ/kg.K$]. |
| RR | — Tasa de reacción [$mol/m^3.s$]. |
| r_c | — Relación de compresión [-]. |
| SD_{IMEP} | — Desviación estándar de la <i>IMEP</i> [kPa]. |
| S_l | — Velocidad de deflagración laminar [m/s]. |
| \bar{S}_p | — Velocidad media del pistón, [m/s]. |
| $S(\theta)$ | — Carrera instantánea del cilindro [m]. |
| TE | — Eficiencia termodinámica [-]. |
| T_{adm} | — Temperatura en la admisión [K]. |
| T_w | — Temperatura promedio de la pared [K]. |
| $T(\theta)$ | — Temperatura de la cámara de combustión [K]. |
| V_c | — Volumen mínimo de la cámara de combustión [m^3]. |
| V_d | — Volumen desplazado o cilindrada [m^3]. |
| V_t | — Volumen total de la cámara de combustión [m^3]. |
| $V(\theta)$ | — Volumen de la cámara de combustión [m^3]. |
| v_s | — Velocidad del swirl [m/s]. |
| $W_{i,n}$ | — Trabajo indicado neto [kJ]. |
| $w(\theta)$ | — Velocidad media de los gases al interior de la cámara de combustión [m/s]. |
| $X_b(\theta)$ | — Fracción de calor liberado [-]. |
| δQ_{ch} | — Calor liberado por la combustión [kJ]. |
| δQ_{ht} | — Calor transferido a las paredes [kJ]. |
| δW | — Trabajo hecho sobre el pistón [kJ]. |

Letras griegas

| | |
|----------|--|
| α | — Difusividad térmica [m^2/s]. |
| β | — Constante para la <i>intensidad de ringing</i> [ms]. |
| γ | — Relación de calores específicos [-]. |
| η_v | — Rendimiento volumétrico [-]. |
| θ | — Ángulo de giro de cigüeñal [$^\circ CA$]. |
| ρ_a | — Densidad del aire admitido [kg/m^3]. |
| ρ_g | — Densidad de la mezcla de gases [kg/m^3]. |
| ϕ | — Dosado relativo [-]. |

1 Introducción

1.1. Contexto

En Colombia, las zonas no interconectadas (*ZNI*) a la red eléctrica suman un 51 % del territorio nacional. En la actualidad, en estas zonas del país se dispone de una capacidad operativa de generación eléctrica de 241 MW, de la cual solamente un 3 % corresponde a fuentes no convencionales de energía (*FNCE*) [1]. El mayor porcentaje de energización de las *ZNI* se encuentra en las cabeceras departamentales y municipales, las cuales cuentan generalmente con generadores diesel y, en algunos casos, con pequeñas centrales hidroeléctricas y fotovoltaicas. Las *ZNI* se encuentran aisladas energéticamente del resto del territorio nacional debido a sus características geográficas y naturales, y, por lo tanto, la prestación del servicio de energía eléctrica debe generarse en cada zona. En consecuencia, existe una necesidad de adquirir combustibles para la generación eléctrica local y para consumo doméstico. Sin embargo, las *ZNI* no cuentan con una infraestructura que permita el abastecimiento de energéticos a partir de los medios de transporte tradicionales (poliductos y gasoductos), lo cual conlleva a que el costo de los energéticos se eleve notoriamente y que el suministro no sea confiable [2]. En particular, en las *ZNI* existen necesidades de generación de potencia o energía eléctrica en poblados pequeños que no cuentan con la cobertura de los centros poblados más grandes pero que cuentan con acceso a grandes cantidades de biomasa residual producto de actividades agropecuarias, lo que posibilita la aplicación de diferentes tecnologías para su transformación energética y posterior aprovechamiento.

La biomasa es una de las fuentes energéticas históricamente más aprovechadas por la humanidad y en la actualidad participa con un 10 % de la matriz energética mundial [3], [4]. La biomasa se destaca como una de las principales opciones de la llamada transición energética gracias a su disponibilidad, poca dependencia de su producción con las condiciones ambientales y facilidad de conversión energética. Otra de las ventajas de utilizar biomasa es que el vertimiento de dióxido de carbono (CO_2) en la atmósfera es contrarrestado por la siembra de nuevos cultivos, por lo que cobra gran interés en la política mundial de descarbonización del sector energético y dado que, en algunos casos, la biomasa se considera como un residuo, el costo asociado a su aprovechamiento es mucho más bajo que los generados con otros tipos de energéticos. El sector agropecuario colombiano genera gran cantidad de material orgánico de desecho como subproducto

1 Introducción

de su actividad de producción. En la mayoría de los casos, este material es usado como abono en los cultivos o como combustible quemado en calderas y en hornos de secado; el problema es que muchos procesos en el sector agropecuario dependen de la combustión de combustibles gaseosos para la obtención de calor o requieren energía para sistemas mecánicos o eléctricos, por lo que la combustión directa de biomasa no es una alternativa viable. Se debe tener en cuenta que la biomasa es la única fuente de energía renovable que puede ser transformada en combustibles gaseosos, líquidos o sólidos, mediante procesos de conversión termoquímicos y bioquímicos. Estos combustibles pueden ser empleados en procesos de generación de calor por combustión directa o en generación eléctrica por ciclos termodinámicos de potencia; el uso más común para los combustibles líquidos y gaseosos, obtenidos a partir de biomasa, es su implementación en motores de combustión interna alternativos (*ICE*) y en turbinas [4], [5], [6], [7].

El hidrógeno (H_2) es considerado como una alternativa al uso de combustibles fósiles y con alto contenido de carbono en *ICE*. La ventaja del hidrógeno sobre cualquier otro combustible es que puede ser producido a partir de diferentes fuentes primarias de energía, incluyendo el carbón, el gas natural (*GN*), la biomasa, la energía nuclear y fuentes renovables de energía como la solar, la eólica, la geotérmica y la hidráulica. Las tecnologías usadas actualmente en la producción de hidrógeno para generación distribuida a pequeña escala son la electrolisis, el reformado y la gasificación [8], [9], ver Figura 1.1. La gasificación es un proceso termoquímico de transformación de la biomasa en un combustible gaseoso, llamado gas de síntesis. En la gasificación, la biomasa reacciona con aire, oxígeno (O_2), vapor de agua (H_2O) o una mezcla de ellos, bajo condiciones de oxidante en defecto; las reacciones toman lugar a temperaturas entre los 500 y 1400 °C y a condiciones de presión atmosférica o tan altas como 33 bar [7]. Dependiendo de la tecnología, la biomasa, el agente gasificante y las condiciones de operación del sistema, el gas de síntesis estará formado por cantidades variables de hidrógeno (H_2), monóxido de carbono (CO), metano (CH_4), pequeñas cantidades de hidrocarburos pesados ($C+$), dióxido de carbono (CO_2), vapor de agua (H_2O) y nitrógeno (N_2) [7], [10]. Los gasificadores que utilizan aire como agente gasificante producen un gas, conocido como gas pobre, el cual tiene gran cantidad de N_2 y bajo poder calorífico (4 a 6 MJ/Nm^3), el cual puede ser utilizado en procesos de combustión directa o como combustible en *ICE* [7], [10], [11]. La utilización de O_2 y/o vapor de agua en los gasificadores genera un gas con altos contenidos de H_2 y CO , con poder calorífico de 12 a 18 MJ/Nm^3 , el cual, a través del proceso *Water-Gas Shift* (*WGS*) ($CO + H_2O \rightleftharpoons CO_2 + H_2$), es transformado en dióxido de carbono e hidrógeno [10]. Debido a que muchos residuos de la agricultura, residuos orgánicos municipales e incluso cultivos especializados pueden ser utilizados como materia prima para la gasificación, esta tecnología es percibida como una alternativa local y económica para la pequeña industria y como alternativa energética en zonas aisladas, potenciando así el desarrollo social y económico de estas comunidades.

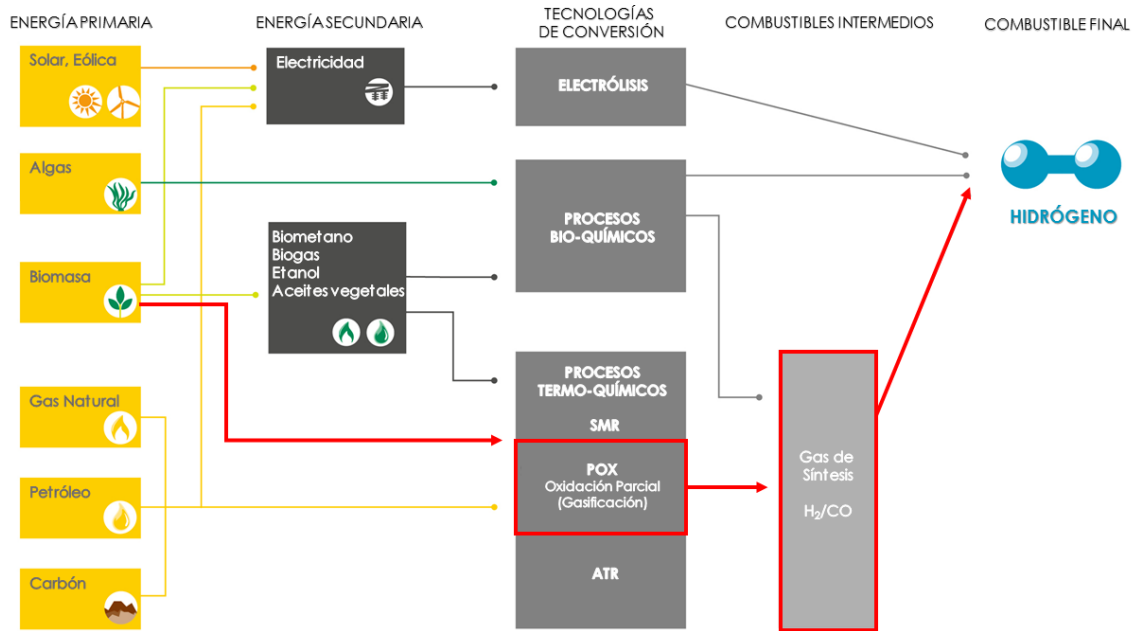


Figura 1.1: Fuentes y tecnologías de producción de hidrógeno. Adaptado de [8].

Los *ICE* son considerados como una de las tecnologías de transformación energética con más aplicación en todo el mundo, especialmente cuando existen variaciones en los requerimientos de demanda energética y de potencia. Esta popularidad se debe principalmente a que los *ICE* son una tecnología reconocida, económica y confiable, con posibilidad de uso en sistemas estacionarios para generación energética y de potencia, así como en sistemas automotrices. Por lo regular, estos motores utilizan gasolina, diesel y, más recientemente, gas natural. Sin embargo, existe un gran interés en la implementación de gran variedad de combustibles alternativos, especialmente los de origen renovable [12], [13]. Dos de los principales retos para la industria de fabricación de *ICE* son: el desarrollo de tecnologías con alta eficiencia de transformación energética y el cumplimiento de las cada vez más estrictas normas de regulación de emisiones de gases contaminantes y de efecto invernadero [14], [15], [16]. Los motores de encendido provocado (*SI*), con sus sistemas de tratamiento de gases, han sido exitosos en minimizar las emisiones óxidos de nitrógeno (NO_x), monóxido de carbono e hidrocarburos sin quemar (*HC*); mientras que, debido a las bajas relaciones de compresión y al uso de válvula mariposa, su eficiencia térmica es baja, especialmente en grados medios y bajos de carga. Por otro lado, los motores de encendido por compresión (*CI*), ofrecen altas eficiencias térmicas debido a sus mayores relaciones de compresión y a la ausencia de válvula mariposa y, gracias al uso de dosados

1 Introducción

relativos (ϕ) pobres, emiten bajas cantidades de dióxido de carbono por unidad de trabajo producido; aunque existen tecnologías de tratamiento de gases para motores *CI* que ayudan a disminuir la emisión de NO_x , *HC* y material particulado (*PM*), su aplicación se ve limitada debido a su alto costo de adquisición y mantenimiento [17].

1.2. Generalidades de los Motores HCCI

Una alternativa a las tecnologías de combustión tradicionales en *ICE* es la combustión *HCCI* (*Homogeneous Charge Compression Ignition*), por sus siglas en inglés. La combustión *HCCI* ofrece una alta eficiencia térmica y bajas emisiones de óxidos de nitrógeno y de material particulado si se compara con las obtenidas en los motores *SI* y *CI* [15], [17], [18], [19]; también pueden ser adaptados para funcionar con diferentes tipos de combustibles, incluso los de origen renovable. En su versión más básica, un motor *HCCI* admite una mezcla aire-combustible, tal como ocurre en un motor *SI*, pero a diferencia de este, la ignición no es inducida por una descarga eléctrica, sino que se da gracias al incremento de la temperatura de la carga en la carrera de compresión, algo similar a lo ocurrido en un motor *CI*. Ya que los motores *HCCI* no cuentan con un sistema de control externo de la ignición tipo bujía o inyector, son las características cinéticoquímicas de la mezcla admitida las que determinan el momento de la ignición; por lo regular, el principal parámetro de control de la ignición es la temperatura en la admisión. En vista de que se admite una mezcla aire-combustible, la ignición se da de manera casi homogénea en toda la cámara de combustión, generando así, tasas de liberación de calor y de aumento de la presión muy altas. Por lo anterior, para evitar daños en los componentes estructurales del motor (culata, válvulas, anillos y pistón) el combustible admitido debe estar altamente diluido, ya sea por la operación a muy bajos dosados relativos o por el uso de altos niveles de gases de escape recirculados (*EGR*). El alto nivel de dilución de la mezcla genera temperaturas de combustión promedio bajas y, como consecuencia, las emisiones de NO_x son muy bajas; además, la mezcla es lo suficientemente homogénea como para evitar la formación de *PM*. Gracias a la ausencia de válvula mariposa y a las altas relaciones de compresión, los motores *HCCI* pueden generar eficiencias térmicas comparadas a las obtenidas en motores *CI*. Por otro lado, los motores *HCCI* presentan cantidades considerables de monóxido de carbono y combustible sin quemar en los gases de escape, esto último a causa de las bajas temperaturas de combustión que impiden que las reacciones de oxidación se completen y a la presencia de combustible en las zonas más frías de la cámara de combustión (ranuras, anillos, cabeza del pistón, entre otras) [14], [15], [17] - [19].

1.3. Uso del gas de síntesis en motores HCCI

La utilización del hidrógeno y del gas de síntesis en sistemas de generación de energía eléctrica y de potencia basados en *ICE* ha ganado gran interés en investigadores de todo el mundo gracias a que se presentan como una alternativa renovable a los combustibles derivados del petróleo. A causa de las limitaciones causadas por el modo de combustión y la configuración del motor, las tecnologías de combustión tradicionales deben utilizar ciertos combustibles para garantizar su correcto funcionamiento; en motores *SI*, combustibles con alta volatilidad y gran resistencia a la autoignición son preferidos, mientras que en motores *CI*, combustibles con baja viscosidad y baja resistencia a la autoignición son mas apropiados. Al contrario de estos modos de combustión, un motor *HCCI* permite utilizar diferentes tipos de combustibles sin necesidad de alterar en mayor medida su configuración física [15], [17] - [19].

Diferentes estudios se han realizado en motores *SI* y *CI* al utilizar hidrógeno y mezclas H_2/CO como combustible principal o secundario [12], [13], [20], [21]. Dos de las ventajas de utilizar mezclas ricas en hidrógeno es que el intervalo de dosados relativos en los que es posible operar el motor puede ser muy bajo (se han logrado dosados relativos hasta de 0.10) y dado que las mezclas H_2/CO tienen una alta resistencia a la autoignición, es posible utilizar mayores relaciones de compresión (r_c) [20]; por otro lado, se piensa que la baja densidad y bajo poder calorífico del hidrógeno ($\approx 10000 \text{ kJ/Nm}^3$) puede perjudicar el rendimiento del motor. Haggith y colaboradores [22] presentaron un modelo muy simple que permite realizar el análisis del potencial energético de diferentes tipos de combustibles utilizados en *ICE*. La densidad energética (*ED*) es la cantidad de energía por unidad de volumen admitida a la cámara de combustión en cada ciclo de funcionamiento del motor, depende de la presión de admisión, la temperatura de admisión, el poder calorífico del combustible, el dosado relativo y la relación aire/combustible estequiométrica de la mezcla admitida. La *ED* se expresa en unidades de presión con el fin de hacer un comparativo con la presión media indicada neta (*IMEP_n*), ver Ecuación 1.1.

$$ED = \frac{P_{adm}}{R_{mix}T_{adm}} \frac{LHV}{\frac{AFRs}{\phi} + 1} \quad (1.1)$$

Donde:

- *ED*: Densidad energética de la mezcla aire/combustible [*bar*].
- P_{adm} : Presión de la mezcla en la admisión [*kPa*].
- T_{adm} : Temperatura de la mezcla en la admisión [*K*].

1 Introducción

- R_{mix} : Constante de gas para la mezcla aire/combustible [$kJ/kg.K$].
- LHV : Poder calorífico inferior del combustible [kJ/kg].
- AFR_s : Relación aire combustible estequiométrica de la mezcla.
- ϕ : Dosado relativo de la mezcla.

En la Figura 1.2 se presenta la densidad energética en función del dosado relativo para diferentes combustibles alternativos y renovables en comparación con el isoctano (gasolina) a condiciones de presión y temperatura en la admisión de 101.325 kPa y $20\text{ }^\circ\text{C}$, respectivamente.

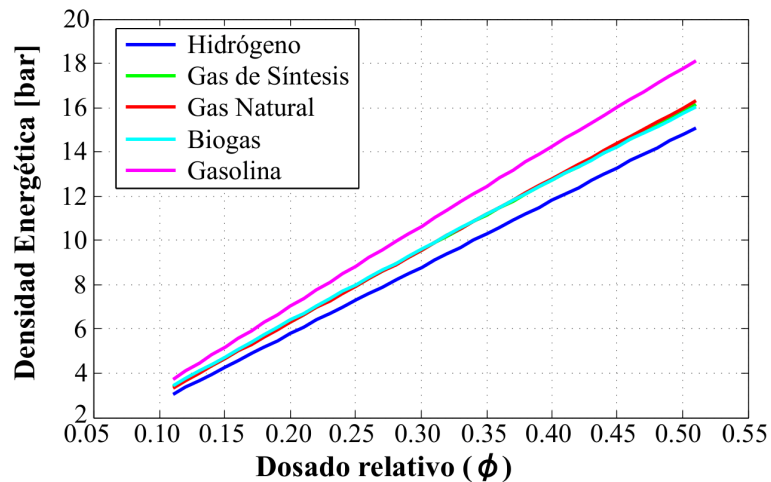


Figura 1.2: Densidad energética para diferentes combustibles en función del dosado relativo. Presión y temperatura en la admisión de 101.325 kPa y $20\text{ }^\circ\text{C}$, respectivamente.

En el intervalo de dosados relativos en los que la combustión *HCCI* es aplicable ($\phi < 0.50$), la *ED* del hidrógeno es inferior a la de la gasolina y al resto de combustibles evaluados; esta diferencia se hace menor a medida que disminuye el dosado relativo. En un valor de dosado relativo de 0.50 la diferencia en la *ED* entre el hidrógeno y la gasolina es de 17 %, y entre el hidrógeno y el gas de síntesis de tan solo el 7 %. La densidad energética para el gas natural (CH_4), el biogas (60 % CH_4 - 40 % CO_2) y el gas de síntesis (80 % H_2 - 20 % CO) es similar en el intervalo presentado; se puede esperar que el rendimiento de un motor sea aproximadamente igual al utilizar cualquiera de estos combustibles. Aunque el hidrógeno tiene el mayor poder calorífico en términos másicos de todos los combustibles evaluados, esta ventaja se ve apocada por sus mayores requerimientos de aire (mayor

AFR_s) y menor densidad ($\approx 0.08 \text{ kg/Nm}^3$). La baja densidad del hidrógeno y del gas de síntesis genera un desplazamiento de hasta el 29.6 % del aire en la admisión en condiciones estequiométricas, comparado con un 9.5 % del GN y el 1.7 % de la gasolina, por lo que la pérdida en el rendimiento volumétrico del motor es el principal factor de pérdida de potencia según lo reportado en [20]. En la Tabla 1.1 se muestran las principales propiedades de combustión para los diferentes combustibles evaluados.

Tabla 1.1: Propiedades de combustión para diferentes combustibles, los cálculos se hicieron a una presión y temperatura de 101.325 kPa y 20 °C.

| Parámetro | Combustible | | | | |
|------------------------------|--------------------|-----------------------------|-----------------------|-----------------------|-------------------------|
| | Hidrógeno H_2 | Gas de síntesis H_2/CO | Gas natural CH_4 | Biogas CH_4/CO_2 | Gasolina C_8H_{18} |
| C/H | 0 | 0.13 | 0.25 | 0.42 | 0.44 |
| LHV [kJ/kg] | 119980 | 34663 | 50515 | 17681 | 44789 |
| LHV [kJ/Nm ³] | 10055 | 10397 | 33357 | 20014 | 212700 |
| AFR_s | 34.21 | 9.56 | 17.20 | 6.08 | 15.10 |
| ρ [kg/Nm ³] | 0.08 | 0.30 | 0.67 | 1.13 | 4.75 |

Pocos han sido los trabajos reportados en la literatura en los que se ha usado hidrógeno o mezclas ricas en hidrógeno (H_2/CO) como combustible en motores *HCCL*. Al momento de redacción de este trabajo se pudieron encontrar y revisar cuatro trabajos [23], [24], [25], [26]. En general, el objetivo principal de estos trabajos consistió en evaluar las principales características de combustión, de rendimiento y de emisiones del motor al variar algunos parámetros de operación como la temperatura de admisión, la composición del combustible, el dosado relativo, la relación de compresión y el régimen de giro. Todos los trabajos fueron realizados en condiciones de altura cercanas a las del mar y ninguno reportó estrategias de incremento de los rangos de operación obtenidos. Para el hidrógeno y mezclas H_2/CO se reportaron rangos de dosado relativo en los que fue posible la operación estable del motor entre 0.16 y 0.33, se lograron *IMEP* máximas de 6.8 bar y eficiencias térmicas indicadas *ITE* máximas de 45 %. En la Sección 2.4 se presenta un resumen detallado de cada uno de estos trabajos.

1.4. Objetivos

Con base en lo expuesto hasta el momento se plantea un objetivo general y tres específicos, los cuales buscan dar respuesta a las siguientes preguntas de investigación: 1. ¿cuáles son los intervalos de temperatura en la admisión que generan la autoignición de la mezcla aire/combustible admitida en valores del ángulo de giro de cigüeñal cercanos

1 Introducción

al punto muerto superior (*TDC*), para las condiciones geométricas y de operación del motor en el laboratorio del grupo *GASURE* de la *UdeA*?, 2. ¿cuál es el efecto del dosado relativo, la presión de admisión y la relación H_2/CO del combustible sobre los intervalos de temperatura en la admisión y sobre el momento de la ignición?, 3. ¿cuáles son las condiciones de temperatura en la admisión y dosado relativo que generan la operación estable del motor al utilizar hidrógeno y una mezcla H_2/CO como combustible? 4. ¿cuál es el efecto de la combustión retrasada sobre los rangos de operación estable del motor?

1.4.1. Objetivo General

Estudiar numérica y experimentalmente la combustión *HCCI* del hidrógeno y el gas de síntesis en un motor estacionario para la generación de energía eléctrica.

1.4.2. Objetivos específicos

- Determinar los valores de temperatura, presión y dosado relativo que generan la autoignición del hidrógeno y el gas de síntesis, usando un modelo cero dimensional de una zona con cinética química detallada en el software *Chemkin-Pro* a condiciones de *Medellín*.
- Determinar el rango de operación estable en función de la temperatura, presión y dosado relativo de un motor *HCCI* utilizando hidrógeno y gas de síntesis, mediante el análisis experimental de la combustión, la variabilidad cíclica y la intensidad de *ringing*.
- Determinar el efecto de la combustión retrasada como estrategia para incrementar los rangos de operación estable en altas cargas de un motor *HCCI* usando hidrógeno y gas de síntesis, mediante el análisis numérico de la combustión utilizando un modelo multizona con cinética química detallada en el software *Chemkin-Pro*.

1.5. Justificación

La inminente escasez de los combustibles fósiles y las cada vez mas estrictas normas de regulación de emisiones contaminantes y de efecto invernadero han motivado la investigación y el desarrollo de tecnologías con alta eficiencia de transformación energética y bajos niveles de producción de gases contaminantes. Los motores *HCCI* son una alternativa a las tecnologías de combustión tradicionales (*SI* y *CI*) gracias a sus altas eficiencias térmicas y bajos niveles de NO_x y PM en los gases de escape. Esta tecnología puede utilizar diferentes tipos de combustibles sin necesidad de alterar significativamente la configuración

física del motor, haciendo posible su implementación en sistemas de generación distribuida basados en combustibles gaseosos de origen renovable como el biogas y el gas de síntesis.

Las *ZNI* utilizan pequeñas plantas de generación basadas en *ICE* para suplir sus necesidades de generación eléctrica y de potencia en hogares, hospitales, edificios de gobierno e industrias; por lo regular, estas zonas carecen de un suministro confiable de los combustibles normalmente utilizados en los sistemas de generación (diesel, gasolina y gas natural), por lo que el uso de combustibles de origen renovable y otras fuentes de energía como la solar, la eólica y la hidráulica cobran una gran importancia. La producción de gas de síntesis y de hidrógeno en *ZNI* es una alternativa local y barata a los combustibles fósiles ya que se puede producir a partir de residuos de actividades agropecuarias, restos de poda y residuos orgánicos. Aunque se han reportado trabajos en los que se ha usado hidrógeno y gas de síntesis como combustibles en motores *HCCI*, la dependencia de la autoignición de la mezcla admitida de las condiciones de operación del motor y de la composición del combustible, sumado a los estrechos rangos de operación estable alcanzados exigen un mayor esfuerzo en investigación para lograr la aplicación exitosa de esta tecnología en sistemas comerciales.

Los estudios reportados en la literatura en los que se utiliza hidrógeno o mezclas ricas en hidrógeno como combustible en motores *HCCI* son muy pocos. En el contexto nacional son escasas las experiencias de investigación en motores *HCCI*, con una búsqueda en *SCOPUS* se pueden ver 16 trabajos que relacionan esta tecnología con autores colombianos, la mayoría de estos trabajos fueron concebidos en laboratorios fuera del país. Entre las investigaciones destacadas están, una tesis a nivel de maestría en la Universidad Nacional de Colombia sede Bogotá [27], que desarrolló una fase experimental basada en un motor con un sistema de control de la combustión a partir de la variación de la temperatura de admisión, utilizando (*E100*) y (*E80*) como combustible, y una tesis a nivel de doctorado en el grupo *GASURE* de la Universidad de Antioquia [28], en la cual se utilizó biogas como combustible y cuya fase experimental se realizó en la Universidad de California (Berkeley, Estados Unidos). Ambos trabajos comprendieron estudio numérico y experimental de la combustión *HCCI*. Por otro lado, se ve un trabajo relacionado con el uso del hidrógeno en motores *HCCI* [23] con filiación de alguno de los coautores a Colombia; ningún trabajo utilizando gas de síntesis se ha reportado en el ámbito nacional. Aunque estos avances son muy importantes para la investigación en motores en Colombia, aún se evidencia la necesidad de ampliación del conocimiento sobre la combustión *HCCI* y más en cuanto a la valoración de combustibles alternativos, lo que ayudaría a disminuir nuestro rezago científico y tecnológico, para así lograr una implementación segura y eficiente de estas tecnologías en nuestro país.

2 Marco teórico y estado del arte

2.1. Análisis de la combustión en ICE

La medición de la presión al interior del cilindro y del ángulo de giro del cigüeñal, además de algunas otras variables de operación del motor, permiten la realización de dos tipos de análisis. El primero, involucra los parámetros que solo tienen que ver con la presión y el volumen de la cámara de combustión, ver Figura 2.1, conocidos como parámetros indicados y; el segundo, es el diagnóstico de la combustión basado en la primera ley de la termodinámica.

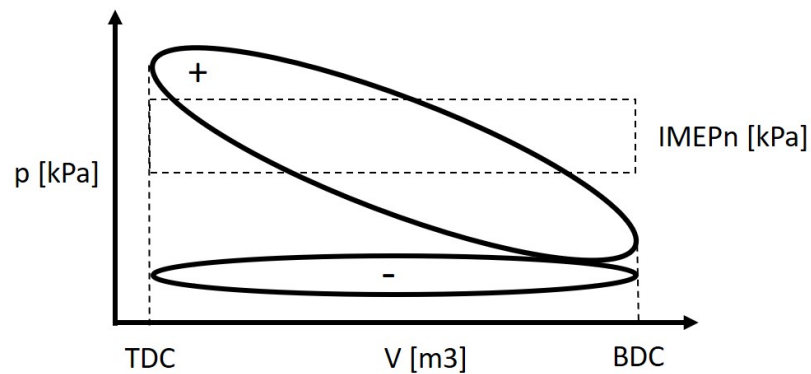


Figura 2.1: Diagrama presión vs volumen en ICE.

La variación del volumen de la cámara de combustión en función del ángulo de giro de cigüeñal se obtiene a partir de la Ecuación 2.1 [14], ver Figura 2.2.

$$\frac{V(\theta)}{V_c} = 1 + \frac{r_c - 1}{2} \left[R + 1 - \cos \theta - (R^2 - \sin^2 \theta)^{\frac{1}{2}} \right] \quad (2.1)$$

Donde:

- $V(\theta)$: Volumen de la cámara de combustión, [m^3].
- V_c : Volumen mínimo de la cámara de combustión, [m^3].

2.1 Análisis de la combustión en ICE

- r_c : Relación de compresión [-].
- R : Relación entre la longitud de la biela (l) y el radio del cigüeñal (a), [-].
- θ : Ángulo de giro de cigüeñal, [$^{\circ}CA$].

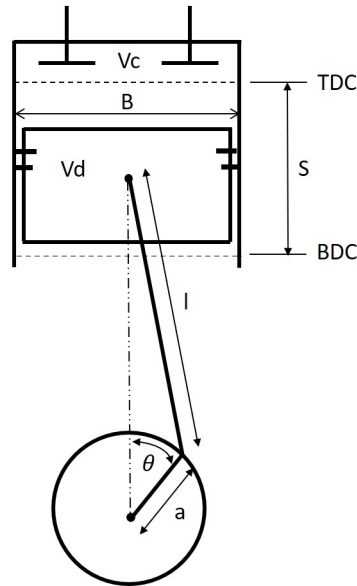


Figura 2.2: Parámetros geométricos de un ICE. Adaptado de [14].

La relación de compresión r_c se determina a partir de la relación entre el volumen total (V_t) y el volumen mínimo (V_c) de la cámara de combustión, Ecuación 2.2.

$$r_c = \frac{V_t}{V_c} = \frac{V_d + V_c}{V_c} \quad (2.2)$$

- r_c : Relación de compresión, [-].
- V_t : Volumen total de la cámara de combustión, [m^3].
- V_c : Volumen mínimo de la cámara de combustión, [m^3].
- V_d : Volumen desplazado o cilindrada, [m^3].

La importancia de la relación de compresión radica en que, si todos los demás parámetros de operación son constantes, a mayor relación de compresión, mayor es la eficiencia termodinámica (TE) del ciclo [14]. Ecuación 2.3.

$$TE = 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \quad (2.3)$$

- TE : Eficiencia termodinámica, [-].
- r_c : Relación de compresión, [-].
- γ : Relación de calores específicos, [-].

2.1.1. Parámetros Indicados

- **Trabajo indicado neto ($W_{i,n}$)**: Es el trabajo realizado por el pistón como consecuencia de la expansión de los gases producto de la combustión, se calcula teniendo en cuenta tanto el lazo de bombeo (-) como el lazo de potencia (+), ver Figura 2.1.

$$W_{i,n} = \int p dV \quad (2.4)$$

Donde:

- $W_{i,n}$: Trabajo indicado neto, [kJ].
 - p : Presión en la cámara de combustión, [kPa].
 - dV : Diferencial del volumen de la cámara de combustión, [m^3].
- **Presión media efectiva indicada neta ($IMEP_n$)**: Es la presión ficticia constante que produciría el mismo trabajo por ciclo al mismo volumen desplazado, ver Figura 2.1. Este parámetro es de especial interés cuando se quiere comparar el desempeño de diferentes motores independientemente de su tamaño.

$$IMEP_n = \frac{W_{i,n}}{V_d} \quad (2.5)$$

Donde:

- $IMEP_n$: Presión media efectiva indicada neta, [kPa].
- $W_{i,n}$: Trabajo indicado neto, [kJ].
- V_d : Volumen desplazado total o cilindrada, [m^3].

- **Dosado relativo (ϕ):** Es la relación entre la masa de aire estequiométrica y la masa de aire real admitida para un combustible dado.

$$\phi = \frac{\left(\frac{m_f}{m_a}\right)_r}{\left(\frac{m_f}{m_a}\right)_s} = \frac{m_{a,s}}{m_{a,r}} \quad (2.6)$$

Donde:

- ϕ : Dosado relativo, [-].
 - m_f : Masa de combustible, [kg].
 - m_a : Masa de aire, [kg].
 - r : Real.
 - s : Estequiométrica.
- **Rendimiento volumétrico (η_v):** Determina la cantidad real de aire ingresada al motor debido a restricciones en el sistema de admisión.

$$\eta_v = \frac{m_{a,r}}{\rho_a V_d} * 100 \quad (2.7)$$

Donde:

- η_v : Rendimiento volumétrico, [%].
 - $m_{a,r}$: Masa de aire real, [kg].
 - ρ_a : Densidad del aire admitido, [kg/m³].
 - V_d : Volumen desplazado total o cilindrada, [m³].
- **Fracción de gases recirculados (RGF):** Es la relación entre la masa de gases de combustión residuales y la masa total atrapada en la cámara de combustión en un nuevo ciclo termodinámico después del cierre de la válvula de admisión.

$$RGF = \frac{m_{RG}}{m_{a,r} + m_{f,r} + m_{RG}} * 100 \quad (2.8)$$

Donde:

- RGF : Fracción de gases recirculados, [%].
- m_{RG} : Masa de gases recirculados, [kg].

2 Marco teórico y estado del arte

- $m_{a,r}$: Masa de aire real, [kg]
- $m_{f,r}$: Masa de combustible admitida, [kg].
- **Eficiencia térmica indicada (ITE_n)**: Da cuenta de que tan bien la energía suministrada por el combustible ha sido transformada directamente en trabajo aprovechable.

$$ITE_n = \frac{W_{i,n}}{m_f LHV} * 100 \quad (2.9)$$

Donde:

- ITE_n : Eficiencia térmica indicada neta, [%].
- $W_{i,n}$: Trabajo indicado neto, [kJ].
- $m_{f,r}$: Masa de combustible admitida, [kg].
- LHV : Poder calorífico inferior del combustible, [kJ/kg].
- **Coefficiente de variación de la $IMEP$ ($COV - IMEP$)**: La presión en la cámara de combustión en un motor *HCCI* varía ciclo a ciclo debido a pequeños cambios en las condiciones de operación y en las distribuciones de masa y temperatura dentro de la misma cámara de combustión, ver Figura 2.3. El Coeficiente de Variación se define como la relación entre la desviación estándar de una variable y el promedio de la misma, ver Ecuación 2.10. La operación de un motor *HCCI* a bajas cargas (dosados relativos pobres) o en condiciones de operación retrasada, genera alta variación de la $IMEP$, esto debido a que no existe suficiente energía que garantice que las reacciones de oxidación se inicien o completen [17].

$$COV - IMEP = \frac{SD_{IMEP}}{IMEP} = \frac{\sqrt{n \sum \frac{(IMEP - \overline{IMEP})^2}{(n-1)}}}{IMEP} * 100 \quad (2.10)$$

Donde:

- $COV - IMEP$: Coeficiente de variación de la $IMEP$, [%]
- SD_{IMEP} : Desviación estándar de la $IMEP$, [kPa].
- \overline{IMEP} : Promedio de la $IMEP$, [kPa].
- n : Número de ciclos, [-].

Los valores máximos permitidos de $COV - IMEP$ en motores dependen de la aplicación, para motores automotrices se recomiendan que este no supere el 5% [29], para motores estacionarios este rango se puede extender hasta el 10% [25].

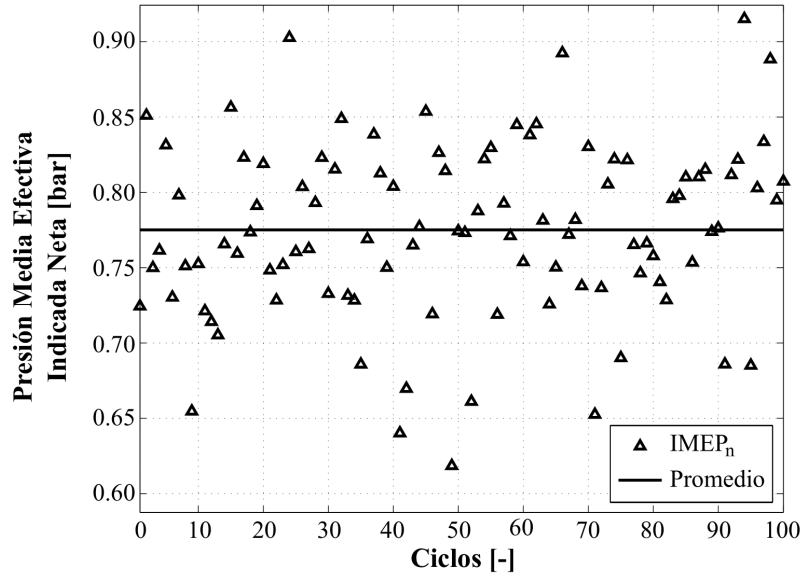


Figura 2.3: Variación de la presión media indicada neta. Composición 80 % H_2 - 20 % CO , temperatura en la admisión de $200^\circ C$ y dosado relativo de 0.28. Elaboración con base a resultados experimentales de este trabajo.

2.1.2. Diagnóstico termodinámico de la combustión

El diagnóstico termodinámico de la combustión se basa en un balance de energía durante el periodo de válvulas cerradas, ver Figura 2.4. Para motores *HCCI* es aceptable suponer que las condiciones de presión y temperatura, además de la composición y concentración, en toda la cámara de combustión, son homogéneas.

De la Figura 2.4, tenemos que:

$$\delta Q_{ch} = dU - \delta W - \delta Q_{ht} - h_{cr} dm_{cr} \quad (2.11)$$

Donde:

- δQ_{ch} : Calor liberado por la combustión, [kJ].
- dU : Cambio en la energía interna de la mezcla reactiva, [kJ].
- δW : Trabajo hecho sobre el pistón, [kJ].
- δQ_{ht} : Calor transferido a las paredes, [kJ].

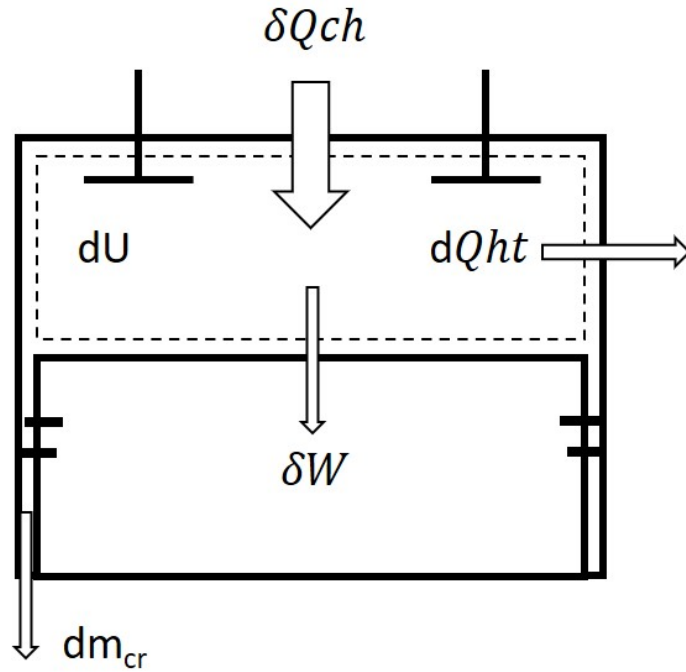


Figura 2.4: Balance de energía en la cámara de combustión. Adaptado de [14].

- h_{cr} : Entalpía específica de la masa de fuga, [kJ/kg].
- dm_{cr} : Masa de fuga por *crevices*, [kg].

Se deben hacer algunas sustituciones en la Ecuación 2.11 para obtener dU y δW en términos de parámetros que puedan ser fácilmente medidos, tales como la presión de la cámara de combustión (p) y de el angulo de giro del cigüeñal (θ) y, de variables termodinámicas como la relación de calores específicos (γ). Después de hacer estas sustituciones, la Ecuación 2.11 se transforma en:

$$\left(\frac{dQ}{d\theta}\right)_{ch} = \frac{1}{\gamma - 1} V(\theta) \frac{dp}{d\theta} + \frac{\gamma}{\gamma - 1} p(\theta) \frac{dV}{d\theta} + \left(\frac{dQ}{d\theta}\right)_{ht} + h_{cr} \frac{dm_{cr}}{d\theta} \quad (2.12)$$

La masa de fuga por *crevices* se modela de acuerdo a la teoría de flujo isentrópico adimensional, teniéndose para un flujo “chocado”:

$$m_{cr} = \frac{C_d A_r p(\theta)}{[R_g T(\theta)]^{\frac{1}{2}}} \gamma^{\frac{1}{2}} \left(\frac{2}{\gamma - 1}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (2.13)$$

El flujo se considera chocado cuando:

$$\left(\frac{p_{atm}}{p(\theta)}\right) \leq \left(\frac{2}{\gamma - 1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2.14)$$

Cuando el flujo no está chocado, se tiene:

$$m_{cr} = \frac{C_d A_r p(\theta)}{[R_g T(\theta)]^{\frac{1}{2}}} \left(\frac{p_{atm}}{p(\theta)}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma - 1} \left[1 - \left(\frac{p_{atm}}{p(\theta)}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (2.15)$$

Donde, para las Ecuaciones 2.13 a 2.15:

- m_{cr} : Masa de fuga por crevices, [kg].
- C_d : Coeficiente de descarga equivalente para el conjunto anillos-pistón, [-].
- A_r : Área de referencia, [m^2].
- $p(\theta)$: Presión media de la cámara de combustión, [kPa].
- $R_g(\theta)$: Contante de la mezcla de gases, [$kJ/kg.K$].
- $T(\theta)$: Temperatura de la cámara de combustión, [K].
- γ : Relación de calores específicos de la mezcla d gases, [-].
- p_{atm} : Presión atmosférica, [kPa].

La cantidad de calor transferido a las paredes $(dQ/d\theta)_{ht}$ puede ser determinada a partir de la Ecuación 2.16 [14].

$$\left(\frac{dQ}{d\theta}\right)_{ht} = h_c(\theta) A_s(\theta) [T(\theta) - T_w] \quad (2.16)$$

Donde:

- $h_c(\theta)$: Coeficiente convectivo de los gases al interior de la cámara de combustión, [$W/m^2 \cdot K$].
- $A_c(\theta)$: Área superficial de la cámara de combustión, [m^2].
- $T(\theta)$: Temperatura de la cámara de combustión, [K].

2 Marco teórico y estado del arte

- T_w : Temperatura promedio de la pared, [K].

El coeficiente convectivo puede determinarse a partir del modelo mejorado de *Woschni* [30].

$$h_c(\theta) = CS(\theta)^{-0.2}p(\theta)^{0.8}T(\theta)^{-0.73}w(\theta)^{0.8} \quad (2.17)$$

Donde:

- C : Constante.
- $S(\theta)$: Carrera instantánea del cilindro, [m].
- $p(\theta)$: Presión media de la cámara de combustión, [kPa].
- $T(\theta)$: Temperatura media de la cámara de combustión, [K].
- $w(\theta)$: Velocidad media de los gases al interior de la cámara de combustión, [m/s].

La velocidad media del gas se determina a partir de [30]:

$$w(\theta) = \left[\left(C_{11} + C_{12} \frac{v_s}{\bar{S}_p} \right) \bar{S}_p + \frac{C2}{6} \frac{V_d T_{IVC}}{P_{IVC} V_{IVC}} (p - p_{mot}) \right] \quad (2.18)$$

Donde:

- C_{11} : 2.28.
- C_{12} : 0.308.
- $C2$: 0.00324, [m/s.K].
- v_s : Velocidad del swirl, [m/s].
- \bar{S}_p : Velocidad media del pistón, [m/s].
- p_{mot} : Presión de la cámara de combustión para un ciclo arrastrado, [kPa].

La temperatura media al interior de la cámara de combustión se determina a partir de la ley de los gases ideales.

$$T(\theta) = \frac{p(\theta)V(\theta)}{mR_g(\theta)} \quad (2.19)$$

Donde:

- $T(\theta)$: Temperatura media al interior de la cámara de combustión, $[K]$.
- $p(\theta)$: Presión instantánea de la cámara de combustión, $[kPa]$.
- $V(\theta)$: Volumen instantáneo de la cámara de combustión, $[m^3]$.
- m : Masa de la mezcla de gases al interior de la cámara de combustión, $[kg]$.
- $R_g(\theta)$: Constante de la mezcla de gases, $[kJ/kg.K]$.

2.1.3. Fracción de calor liberado

Haciendo uso de la Ecuación 2.12 es posible estimar la fracción de calor liberado del combustible en términos del ángulo de giro de cigüeñal, ver Figura 2.5.

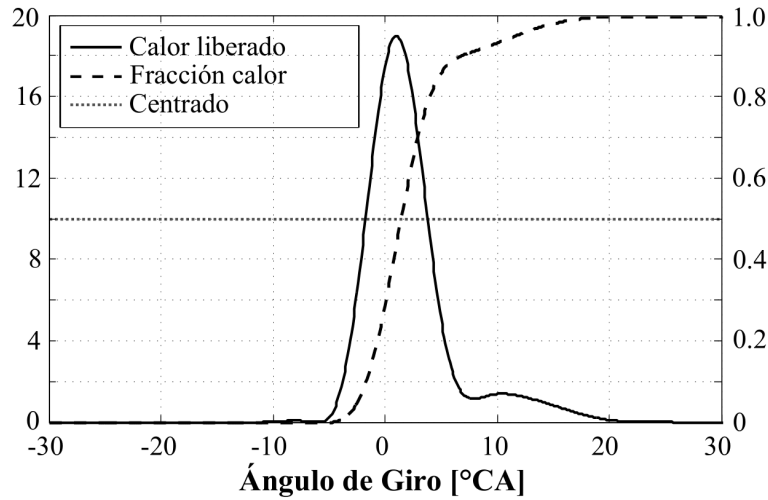


Figura 2.5: Calor liberado y Fracción de calor liberado. Composición 100% H_2 , temperatura y presión en la admisión de $214^{\circ}C$ y 0.84 bar, respectivamente y dosado relativo de 0.25. Elaboración propia con base a resultados experimentales de este trabajo.

$$X_b(\theta) = \frac{\int_{\theta_i}^{\theta_f} dQ_{ch}(\theta)d\theta}{Q_{ch}} \quad (2.20)$$

Donde:

- $X_b(\theta)$: Fracción de calor liberado, $[-]$.

2 Marco teórico y estado del arte

- θ_i y θ_f : Intervalo de ángulo de giro de cigüeñal de interés, [$^{\circ}CA$].
- $dQ_{ch}(\theta)$: Calor liberado, [kJ].
- Q_{ch} : Calor liberado total, [kJ].

De especial interés en el análisis de la combustión en motores *HCCI* es conocer los ángulos de inicio (*CA10*), centrado (*CA50*) y final de la combustión (*CA90*), los cuales se asocian al momento en el que se ha liberado el 10 %, 50 % y 90 % de la energía proveniente del combustible, respectivamente. Algunos autores recomiendan que el *CA10* sea obtenido dentro del estrecho rango de 0 a 5 $^{\circ}CA$ *aTDC* a fin de maximizar la *IMEP* y reducir el riesgo de combustión inestable [17], [31].

2.1.4. Intensidad de ringing (RI)

Durante la operación de un motor *HCCI* en altas cargas y/o bajo combustión adelantada (valores del *CA50* antes del *TDC*), se producen altas presiones en algunas regiones de la cámara de combustión y propagación de ondas de presión a lo largo de esta. Similar al fenómeno de *Knock* en los motores *SI*, en los motores *HCCI* se presenta un fenómeno que se puede caracterizar y cuantificar como oscilaciones de la presión en la cámara de combustión, y es conocido en la literatura como *ringing*. El *ringing* es un fenómeno de resonancia dentro de la cámara de combustión que puede causar intensidades de ruido superiores a las toleradas por el oído humano y en ocasiones, si no se controla, puede perjudicar los componentes internos del motor. En la Figura 2.6 se aprecian las oscilaciones de la señal de presión en cámara generadas por la presencia del fenómeno.

La *intensidad de ringing RI* es la medida más utilizada para definir el límite superior de funcionamiento estable de un motor *HCCI*, ver Ecuación 2.21. La *RI* considera la tasa de aumento de la presión, la presión máxima y la temperatura máxima dentro de la cámara de combustión, dando una medida de la intensidad de ruido generado por las ondas de presión al interior del cilindro [32].

$$RI = \frac{1}{2\gamma} \frac{\beta^2 \left(\frac{dP}{dt}\right)_{max}^2}{P_{max}} \sqrt{\gamma R_g T_{max}} \quad (2.21)$$

Donde:

- γ : Relación de calores específicos [-].
- β : Constante para la *RI* [ms].
- $\left(\frac{dP}{dt}\right)_{max}$: Tasa máxima de aumento de la presión [bar/s].

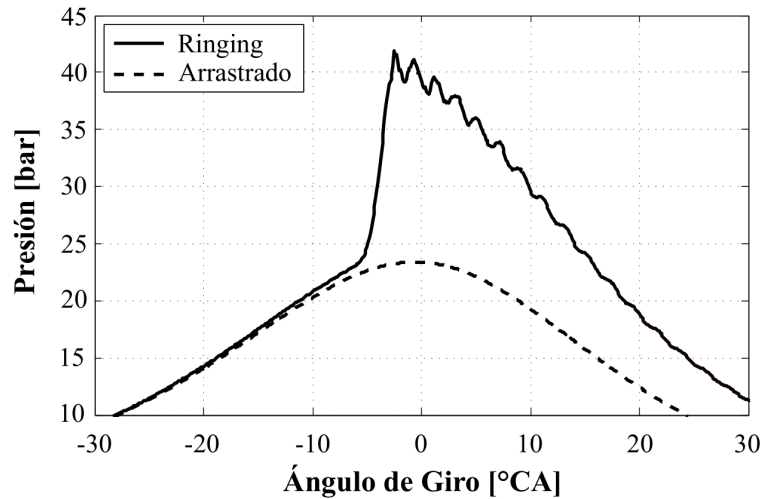


Figura 2.6: Manifestación del *ringing* en motores *HCCI*. Composición 80 % H_2 - 20 % CO , temperatura y presión en la admisión de $200^\circ C$ y 0.84 bar, respectivamente y dosado relativo de 0.28. Elaboración propia con base a resultados experimentales de este trabajo.

- P_{max} : Presión máxima [bar].
- R_g : Constante de gas [kJ/kg.K].
- T_{max} : Temperatura máxima [K].

En algunos estudios se ha propuesto un valor de 5 MW/m^2 como límite máximo aceptable para la *RI* [17].

2.2. Motores de combustión interna alternativos

2.2.1. Generalidades

Los motores de encendido provocado (*SI*) y los motores de encendido por compresión (*CI*) son las dos tecnologías más utilizadas en aplicaciones automotrices o de generación de potencia. En su versión más común, los motores *SI* admiten una mezcla aire/combustible bajo condiciones cercanas a la estequiométrica, la cual es comprimida y luego encendida por medio del salto de una chispa en un punto cercano al final de la carrera de compresión. Un frente de llama que viaja desde la bujía hasta las paredes de la cámara de combustión es el encargado de consumir el combustible, el cual está repartido de forma casi homogénea en toda la cámara de combustión, liberando su energía; el momento en

el que salta la chispa determina las características de combustión y de rendimiento del ciclo [14]. Con el objetivo de minimizar la presencia del fenómeno de autoignición de la mezcla admitida (*knocking*) las relaciones de compresión que normalmente se manejan están en el intervalo de 8:1 a 12:1 y, dado que el control de la carga se hace al estrangular la entrada del aire por medio de una válvula mariposa, las eficiencias térmicas son bajas, especialmente en cargas parciales. Por otro lado, las altas temperaturas de combustión ($> 2000\text{ K}$) y la presencia de combustible en las zonas frías de la cámara de combustión generan gran cantidad de óxidos de nitrógeno NO_x , monóxido de carbono (CO) y combustible sin quemar (HC) en los gases de escape, ver Figura 2.7. Los sistemas de tratamiento de gases de escape aseguran el cumplimiento de los niveles de emisiones permitidos por las normas internacionales [16]. La formación de material particulado (PM) es mínima puesto que la mezcla se supone suficientemente homogénea en toda la cámara de combustión [15], [17] - [19].

A diferencia de los motores de encendido provocado, en la configuración mas simple de un motor CI tan solo se admite aire, este aire se comprime y calienta en la carrera de compresión y en un punto cercano al punto muerto superior (TDC) se inyecta un chorro de combustible líquido directamente en la cámara de combustión. El combustible, con dosados relativos globales pobres ($\phi < 0.8$), debe pasar por un proceso de atomización, evaporación y mezclado con el aire caliente antes de autoencenderse. El momento en el que inicia la inyección del combustible determina las características de combustión y de rendimiento del ciclo [14]. Por causa del poco tiempo disponible para favorecer una mezcla homogénea de aire/combustible existen zonas de mezcla estequiométrica que queman a alta temperatura, generando altas cantidades de NO_x , y zonas donde los dosados relativos son muy ricos ($\phi \approx 4$) lo que aumenta la concentración de PM en los gases de escape, ver Figura 2.7; el tratamiento de los gases de escape requiere equipos muy costosos, los cuales, en algunos casos, superan el costo del motor, limitando el cumplimiento de las normas de emisiones [16], [17]. Los motores CI no disponen de una válvula mariposa para controlar la carga y ya que no hay riesgos de obtener una ignición no controlada, las relaciones de compresión pueden ser muy altas (12:1 a 24:1), lo que se traduce en un aumento de la eficiencia térmica del ciclo [14].

2.2.2. Motores HCCI

Los motores $HCCI$ (*Homogeneous Charge Compression Ignition*) han surgido como respuesta a la necesidad de desarrollar motores con alta eficiencia y bajos niveles de emisión de gases contaminantes. Tal como su nombre lo indica, un motor $HCCI$ admite una mezcla homogénea y altamente diluida de aire y combustible, esta mezcla luego se comprime y calienta en la carrera de compresión hasta que alcanza las condiciones de autoignición en un punto cercano al punto muerto superior. La autoignición de la mezcla

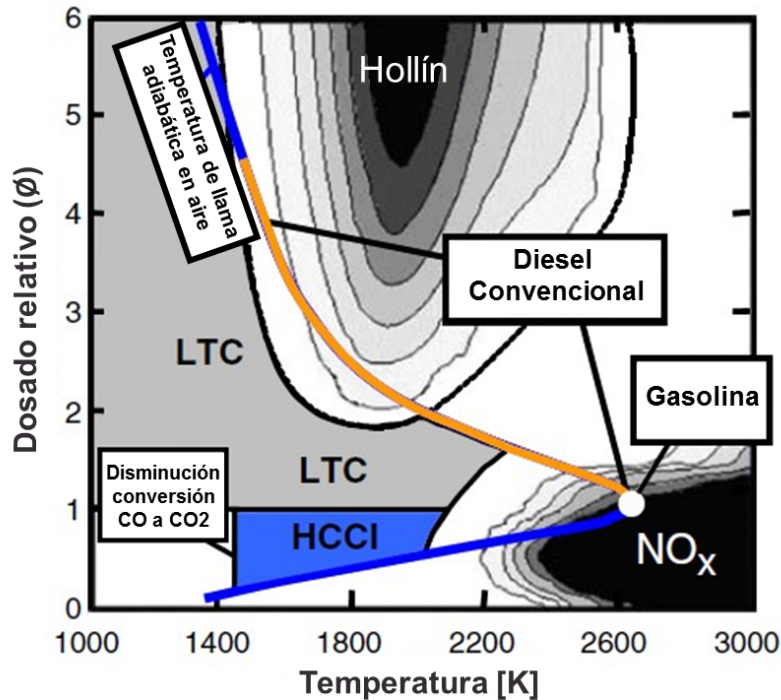


Figura 2.7: Mapa de emisión de PM y NO_x para motores SI , CI , $HCCI$ y LTC . Adaptado de [15].

se da de manera global y casi instantánea en toda la cámara de combustión, generando altas tasas de liberación de calor y de aumento de la presión, que de no controlarse puede perjudicar la integridad física del motor y por consiguiente su aplicación se ve limitada a un estrecho margen de operación. Ya que esta tecnología no cuenta con sistema de control externo de la ignición tipo bujía o inyector, son las características cinéticoquímicas de la mezcla admitida las que determinan el momento de la autoignición y el desarrollo de la combustión. En vista de las características de premezcla y de dosados relativos pobres ($\phi < 0.50$), típicas de la combustión $HCCI$, las temperaturas al interior de la cámara de combustión son bajas ($< 1500\text{ K}$) lo que genera bajos niveles de óxidos de nitrógeno y de material particulado en los gases de escape, ver Figura 2.7; las bajas temperaturas de combustión a su vez impiden que las reacciones de oxidación se completen, especialmente en las zonas más frías de la cámara de combustión (anillos, válvulas, paredes) por lo que se obtienen cantidades significativas de monóxido de carbono (CO) y de combustible sin quemar en los gases de escape. Por otro lado, las altas relaciones de compresión y la ausencia de válvula mariposa generan eficiencias térmicas similares a las alcanzadas con motores CI . En la Tabla 2.1 se presenta un resumen comparativo entre los principales aspectos de operación y rendimiento en las diferentes tecnologías de combustión en ICE

mencionadas.

Tabla 2.1: Comparación entre las diferentes tecnologías de combustión en *ICE*. Adaptado de [17] y [19].

| Ítem | <i>SI</i> | <i>CI</i> | <i>HCCI</i> |
|----------------------|-------------------------------------|------------------------------------|-------------------------------|
| Tipo de mezcla | Premezclada ($\phi \approx 1$) | No-Premezclada ($\phi < 1$) | Premezclada ($\phi < 1$) |
| Control de ignición | Bujía | Compresión Inyección | Compresión Autoignición |
| Dello. de combustión | Frente de llama | Difusión molecular | Cinética química |
| Control de carga | Mariposa | Dosado relativo | Dosado relativo |
| Eficiencia | 30 % | 40 % | >40 % |
| Emisiones | <i>CO</i> , <i>HC</i> y <i>NOx</i> | <i>HC</i> , <i>NOx</i> y <i>PM</i> | <i>CO</i> y <i>HC</i> |

Aun cuando las ventajas de la combustión *HCCI* la hacen atractiva para los fabricantes de motores, existen algunos inconvenientes que deben ser solucionados antes de adoptarla en aplicaciones comerciales. Las investigaciones realizadas hasta la fecha han centrado sus esfuerzos en solucionar básicamente dos problemas:

1. **Falta de un sistema estandarizado de inicio y control de la combustión:**

La ignición es un fenómeno que depende de las características físicas y químicas de un sistema reactivo; en algunos equipos de uso industrial como quemadores, hornos y calderas, la ignición no representa un papel importante con relación al rendimiento, tipo de emisiones y otras características de operación del sistema; por el contrario, en *ICE* y en especial en motores *HCCI* la ignición tiene gran interés [33]. La ignición es uno de los factores mas importantes que influyen los parámetros de funcionamiento de un motor *HCCI*; depende principalmente de la cinética química de la mezcla admitida, la cual a su vez está determinada por las condiciones de temperatura, presión, concentración y composición de los reactivos, además de otros parámetros geométricos y operacionales del motor como la relación de compresión (r_c) y el régimen de giro (*rpm*) [15], [17] - [19]. El momento de la autoignición afecta el desarrollo de la combustión (*CA50*) y este, a su vez, repercute en la potencia obtenida, la eficiencia, la *intensidad de ringing*, la tasa de liberación de calor, la tasa de aumento de la presión, la transferencia de calor, la eficiencia de combustión, las emisiones y los picos de temperatura y presión al interior del cilindro [17]. Con un *CA50* adelantado, es decir, antes del punto muerto superior (*bTDC*), se generan pérdidas de la potencia y la eficiencia, altas tasas de aumento de la presión, alta *RI*, aumento en las pérdidas de calor, alta producción de óxidos de nitrógeno (*NO_x*) y altas presiones y temperaturas dentro de la cámara de combustión; esto debido a que la combustión se desarrolla en un volumen muy pequeño y al efecto combinado

del aumento de la presión generada por la combustión y por la carrera ascendente del pistón. Con un $CA50$ excesivamente retrasado, o sea, mucho después del punto muerto superior, la potencia y eficiencia entregada por el motor disminuyen a causa del poco trabajo aprovechado en la carrera de expansión; generando además una pobre eficiencia de combustión, lo que resulta en altas emisiones de combustible sin quemar y monóxido de carbono. A fin de aumentar la eficiencia térmica del ciclo y obtener una alta $IMEP$ es recomendado que la ignición se mantenga en un punto cercano al punto muerto superior (TDC), algunos autores recomiendan un rango entre 0 y 5 °CA $aTDC$ [17], [31].

- 2. Estrecho rango de operación:** En un motor $HCCI$ estacionario la carga es controlada por la cantidad de combustible admitido; como se carece de una válvula mariposa para estrangular el paso del aire en la admisión entonces la variación se hace al controlar el dosado relativo de la mezcla admitida. Se entiende que a bajos requerimientos de carga la cantidad de combustible admitido debe disminuir o para un mismo dosado relativo se debe aumentar la cantidad de dilución de la mezcla con altos contenidos de EGR , lo que ocasiona una notable disminución en la eficiencia de combustión que se refleja en altos niveles de combustible sin quemar y de monóxido de carbono (CO) en los gases de escape; también se puede alcanzar una alta variación de la presión media indicada (determinada a partir del $COV - IMEP$) o, incluso, ciclos de apagado debido a que a tan bajas cargas la mezcla está tan diluida que las temperaturas de combustión son muy bajas ($< 1500 K$) y no es posible completar las reacciones de oxidación [15]. Por otro lado, al aumentar la cantidad de combustible el funcionamiento de un motor $HCCI$ está limitado por la *intensidad de ringing*. El *ringing* ocurre en conjunción con altas tasas de aumento de la presión y de liberación de calor, similar al *knocking* en los motores SI , solo que el *knocking* es producido por una autoignición no deseada de la mezcla sin quemar, mientras que en un motor $HCCI$ la autoignición es deseada y controlada. Los motores $HCCI$ de aspiración natural que funcionan con gasolina o diesel, solo alcanzan un tercio de la presión media indicada ($IMEP$) que se obtiene en los motores convencionales de encendido provocado o encendido por compresión, alrededor de 5 bar [17]. Los valores típicos de dosado relativo reportados en la literatura para motores $HCCI$ oscilan entre 0.20 y 0.50 [19], estos valores dependen del tipo de motor, tipo de combustible, temperatura y presión en la admisión y demás variables de operación del motor.

Existen otros problemas relacionados con los motores $HCCI$ como la baja eficiencia de combustión y altas emisiones de CO y HC (especialmente a bajas cargas), altos niveles de ruido y dificultades con operación en frío del motor que también deben ser solucionados. En las referencias [15], [17] - [19] se presenta un análisis exhaustivo de las principales

características de los motores *HCCI* y de las principales estrategias de solución a los problemas planteados.

2.2.3. Presión en la admisión

Los *ICE* hacen uso de sistemas de sobrealimentación como los turbocompresores o los compresores mecánicos para aumentar la densidad del aire admitido en cada ciclo termodinámico del motor y con ello lograr mejoras en el rendimiento volumétrico, el cual, a su vez, está directamente relacionado con la *IMEP* y la *ITE*. Con un dosado relativo constante, a mayor presión en la admisión mayor masa de combustible admitida, lo que genera la obtención de mayores niveles de carga [17]. Los compresores mecánicos limitan la eficiencia de los motores ya que utilizan energía extraída del eje para comprimir el aire. En [34] se demuestra que el aumento obtenido en la presión media efectiva en el eje (*BMEP*) puede ser menor que el aumento de la presión en la admisión logrado, esto debido al aumento en las pérdidas parásitas. En contraste, los turbocompresores son conocidos por aumentar la eficiencia global del motor ya que utilizan la energía disponible en los gases de escape para mover una turbina con eje solidario a un compresor centrífugo; el problema radica en que a menores niveles de temperatura de los gases de escape (típico en motores *HCCI*), mayores son los niveles de contrapresión generados en el múltiple de escape y menores son las eficiencias del sistema turbocompresor para un valor de presión en la admisión deseado [34]. En [35] se comparó la máxima *BMEP* lograda a diferentes regímenes de giro en un motor *HCCI* al utilizar aspiración natural y sobrealimentación con compresor mecánico y turbocompresor, ver Figura 2.8; en general, al utilizar un turbocompresor se obtiene un aumento de *BMEP* entre un 32 % y un 97 % con relación a la obtenida con compresores mecánicos. Los turbocompresores utilizados en motores *CI* pueden generar aumentos de la presión en la admisión de hasta 3 veces la atmosférica [14]. La menor cantidad de energía de los gases de escape en motores *HCCI* hace necesario el diseño de turbocompresores específicos para esta tecnología.

La pérdida de densidad energética de la mezcla aire-combustible admitida en los motores *HCCI* debido a las altas temperaturas en la admisión, bajos dosados relativo, altos valores de fracción de gases recirculados *RGF* y/o el uso de *EGR* se puede compensar, hasta ciertos límites, al utilizar sistemas de sobrealimentación. Altas presiones en la admisión causan un aumento en la reactividad de la mezcla cuando la temperatura de admisión, el dosado relativo y la composición de la mezcla se mantiene constante; de esta manera, se experimenta un adelanto del momento de la autoignición o menores temperaturas de admisión son necesarias si se quiere mantener un mismo valor del momento de la autoignición [17].

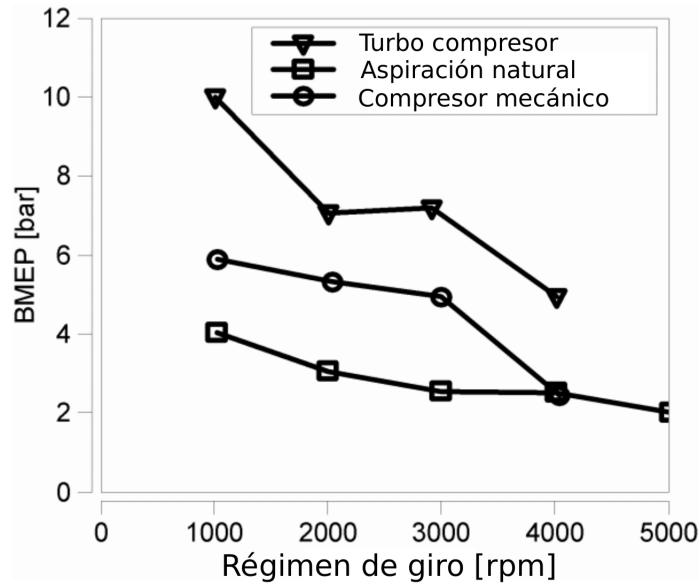


Figura 2.8: Comparación de la máxima *BMEP* lograda en motores *HCCI* en función del régimen de giro para aspiración natural y sobrealimentación con turbocompresor y compresor mecánico. Adaptado de [35].

2.2.4. Combustión retrasada

Aunque es común asumir que la autoignición en un motor *HCCI* ocurre de manera global e instantánea en toda la cámara de combustión, en realidad es un fenómeno que se da de manera secuencial, el cual inicia en las zonas más ricas y calientes de la cámara de combustión y que luego se propaga al resto de las zonas a medida que estas alcanzan las condiciones de autoignición. La ignición secuencial ocurre gracias a la estratificación térmica y másica de la mezcla debido a la existencia de gradientes de concentración y temperatura en la admisión, transferencia de calor no uniforme en las carreras de admisión y compresión, y a la presencia en mayor o menor medida de gases residuales [15], [17]. El aumento de la estratificación térmica y másica de la mezcla atenúa las tasas de liberación de calor y de aumento de la presión, permitiendo así la operación del motor a mayores cargas. Una de las técnicas más utilizadas para aprovechar el efecto de la estratificación térmica y másica es el retraso del centrado de la combustión.

El principal parámetro que determina el centrado de la combustión en un motor *HCCI* es el *CA50* o ángulo de giro del cigüeñal en el cual el 50% del calor de la combustión se ha liberado. Se ha encontrado que una alta estratificación térmica combinada con un retraso del centrado de la combustión ayuda a incrementar el rango de operación, más aún cuando el *CA50* se obtiene en los primeros momentos de la carrera de expansión ($0^\circ CA <$

2 Marco teórico y estado del arte

$CA50 < 15 \text{ }^\circ CA$). La razón principal por la que el retraso del centrado de la combustión favorece el aumento de la carga en un motor *HCCI* es que se amplifican los efectos de la estratificación térmica. Cuando el $CA50$ ocurre luego del punto muerto superior (*aTDC*) la expansión aumenta el tiempo que necesitan las zonas más frías para alcanzar las condiciones de autoignición, generando una mayor duración de la combustión y una disminución de las tasas de aumento de la presión, presiones y temperaturas máximas en la cámara de combustión. Con una combustión retrasada la *RI* disminuye y es posible aumentar la cantidad de combustible admitido, ver Figura 2.9. Aunque esta técnica ha demostrado ser muy efectiva a la hora de controlar el *RI* se debe tener cuidado de no alcanzar condiciones de *COV-IMEP*, cantidades de combustible sin quemar y de monóxido de carbono en los gases de escape y pérdidas de eficiencia térmica inaceptables. Como resultado, el centrado de la combustión debe mantenerse entre una baja *intensidad de ringing* y bajos niveles de *COV-IMEP*, región en la que se obtiene el máximo rendimiento. Esto se hace más difícil a medida que la mezcla se hace más rica, debido a que este margen se empieza a hacer más estrecho y porque a altas cargas el control del centrado de la combustión se hace más complicado. Además, para lograr altas cargas a partir del uso de esta técnica se pueden requerir temperaturas de admisión menores a la del ambiente [17].

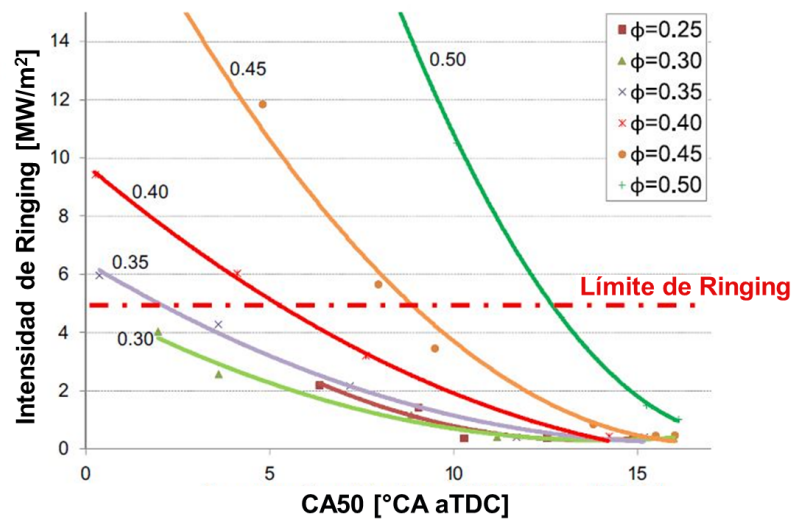


Figura 2.9: Variación de la *intensidad de ringing* para diferentes dosados relativos en función del $CA50$. Adaptado de [17].

2.3. Hidrógeno y gas de síntesis

El uso de madera y otras formas de biomasa como combustible para la generación de potencia y calor ha despertado el interés en muchas partes del mundo debido a que es un recurso local, barato y renovable; características que sumadas al desarrollo de tecnologías de aprovechamiento más eficientes y con bajas emisiones contaminantes hacen de la biomasa un combustible con alto potencial de crecimiento [6]. El hidrógeno y el gas de síntesis pueden ser utilizados como combustible tanto en motores *SI*, como en motores *CI* convertidos a modo dual. Para que la aplicación tenga éxito técnico y económico, el gas debe contar con un poder calorífico lo suficientemente alto y, además, debe estar libre de impurezas y alquitranes, a fin de minimizar los problemas de mantenimiento. Ya que la ignición en un motor *HCCI* se debe a las condiciones cinético-químicas de la mezcla admitida, se hace necesario entender las características de ignición del combustible a utilizar, las cuales afectan de forma directa los parámetros de control y de rendimiento del motor. En general, los diferentes estudios reportados en la literatura muestran una pérdida de potencia en motores que utilizan hidrógeno o mezclas ricas en hidrógeno en comparación con los que utilizan combustibles convencionales. Esta pérdida de potencia es atribuida al desplazamiento del aire ocasionado por la baja densidad de estos combustibles más que a su bajo poder calorífico [13], ver Sección 1.3.

2.3.1. Características de combustión del hidrógeno y el gas de síntesis

Con el ánimo de emplear el hidrógeno y el gas de síntesis como combustible en aplicaciones de generación de potencia y a consecuencia de la gran variedad de procesos de obtención del gas de síntesis y a las características únicas de combustión del hidrógeno; los dispositivos que utilizan hidrógeno o mezclas ricas en hidrógeno deben estar en la capacidad de garantizar un funcionamiento seguro sobre rangos muy amplios de composición, dosados relativos y condiciones de operación del motor (temperatura y presión en la admisión, entre otras). Dependiendo de la presión del sistema y la dinámica local de la llama, las mezclas de hidrógeno muestran un amplio rango de velocidad de propagación que a veces pueden inducir a inestabilidades de llama. Por otra parte, en estos sistemas es necesario minimizar la formación de NO_x y prevenir las retrollamas, las cuales son comunes en sistemas que utilizan hidrógeno o combustibles con alto contenido de hidrógeno [36]. Por tales razones, se hace necesario un entendimiento detallado de las principales características y propiedades de combustión, entendimiento que no sería posible sin la comprensión de los mecanismos de oxidación de estos combustibles.

Cinética química del hidrógeno y mezclas H₂/CO

El siguiente análisis es una adaptación de los presentados por Sung y colaboradores [36] y Turns [37]. De acuerdo con la Figura 2.10, una mezcla homogénea y estequiométrica de H₂/O₂ presenta tres límites de explosión cuando, a una temperatura constante, la presión del sistema se aumenta progresivamente.

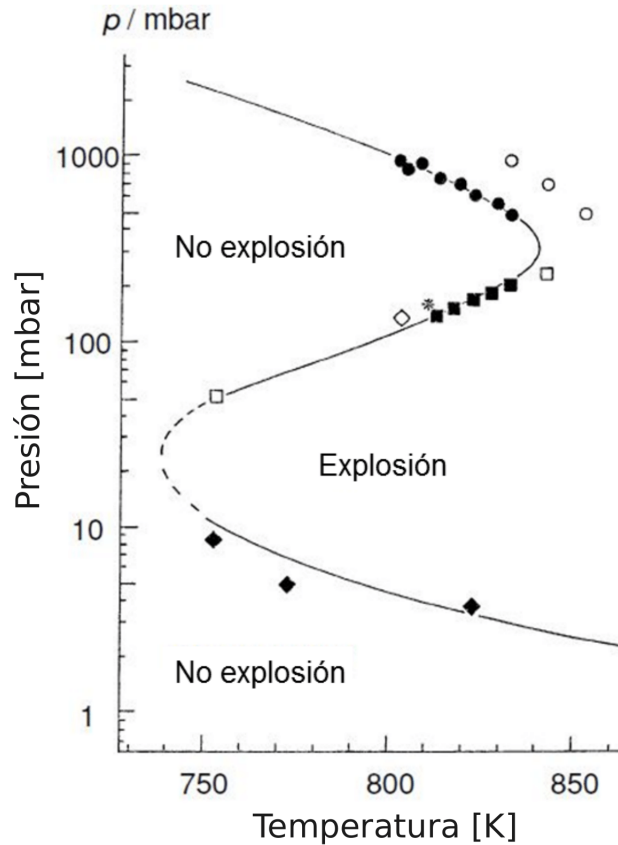
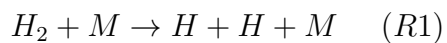
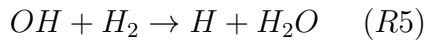
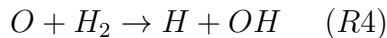
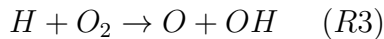


Figura 2.10: Límites de explosión del hidrógeno; Líneas: simulaciones, Puntos: Experimentos. Adaptado de [45].

Básicamente existen dos reacciones de inicialización, *R1* y *R2*.



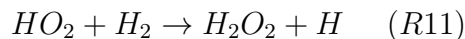
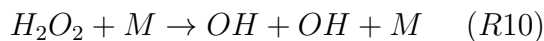
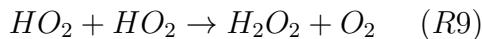
La más importante entre las dos reacciones anteriores es la $R2$, la cual es relevante bajo casi todas las condiciones; sin embargo, el radical *Hidroperoxilo* (HO_2) es poco activo a bajas temperaturas y no conduce a ninguna reacción de ramificación. Siguiendo una línea vertical, cuando la presión supera el primer límite de explosión la reacción de tercer cuerpo $R1$ toma importancia como principal reacción de aporte de radicales H ; además, la frecuencia de colisiones moleculares aumenta, acelerando las reacciones de ramificación $R3$ a $R6$. Estas reacciones causan un rápido consumo (oxidación) de las moléculas de hidrógeno (H_2) y en consecuencia ocurre la ignición.



Cuando el segundo límite de explosión es cruzado, la reacción de tercer cuerpo $R7$, que es más sensible a la presión que a la temperatura, reemplaza a la reacción $R3$ (más dependiente de la temperatura) como la principal reacción de consumo de radicales H . La diferencia radica en que cuando la molécula HO_2 es producida es considerada inactiva, desacelerando la reactividad global, por lo que se entra a una región donde no hay ignición.



En el tercer límite de explosión, una serie de reacciones de ramificación que involucran radicales HO_2 y de *Peróxido de hidrógeno* (H_2O_2) son iniciadas ($R8$ a $R11$); aumentando la concentración de radicales H y de *Hidróxido* (OH), lo que favorece la reacción de ramificación $R5$ y por lo tanto genera un nuevo intervalo de ignición.



Una de las preguntas concernientes al mecanismo de oxidación del gas de síntesis es la importancia de la oxidación del CO y la oxidación del CO en presencia de hidrógeno. Se sabe que, mientras la reacción de una mezcla CO/O_2 es lenta aún en altas temperaturas ($R12$), la reactividad global se puede acelerar si cantidades pequeñas de H_2 o humedad están presentes. La ruta de oxidación entre el CO y el radical OH , reacción $R13$, es el

camino dominante, y es responsable de una parte significativa de la liberación de calor. En altas presiones, sin embargo, la reacción *R14* da otra ruta de conversión del *CO* en *CO*₂; generando, además, gran cantidad de radicales *OH* que conducen la futura oxidación tanto del *H*₂ como del *CO*.



Temperatura de llama adiabática

La temperatura de llama adiabática es un parámetro de gran importancia en procesos de combustión; por ejemplo, desde el punto de vista de la cinética química, la producción de *NO*_{*x*} a partir del mecanismo de *Zeldovich* es importante a temperaturas superiores a los 1800 *K* [37]. Por otra parte, la temperatura de llama afecta otras características de combustión como la velocidad de deflagración laminar [38]. En la Figura 2.11 izquierda, se presenta la temperatura de llama adiabática en función del dosado relativo para diferentes gases combustibles puros (*CH*₄, *H*₂ y *CO*), gas de síntesis (35% *H*₂, 35% *CO* y 30% *CO*₂, en % de volumen), utilizando el software *Chemkin-Pro* y el *GRI-Mech 3.0* como mecanismo de reacción.

Para los tres combustibles puros, en un dosado relativo dado, la temperatura de llama adiabática es mayor para el *CO* y menor para el *CH*₄. Las mezclas de *CH*₄ y aire tienen una menor temperatura de llama adiabática que el *H*₂ y el *CO* debido a que necesita cuatro veces más oxidante (en base molar) para lograr una mezcla estequiométrica. Dado que el *CO* y el *H*₂ requieren la misma cantidad de oxidante para un dosado dado, la temperatura de llama del *CO* es más alta que la del *H*₂ gracias a que tiene un poder calorífico másico mayor. La temperatura de llama adiabática de una mezcla *H*₂/*CO* no diluida generaría temperaturas de llama adiabática superiores a las del metano. La temperatura de llama adiabática del gas de síntesis es menor a todas las alcanzadas por los combustibles puros, debido a la gran cantidad de *CO*₂ en la mezcla.

A parte de la composición de la mezcla aire/combustible, otras variables que influyen la temperatura de llama adiabática son la presión y la temperatura inicial de la mezcla. La Figura 2.11 derecha muestra los efectos de ambas variables en la mezcla de gas de síntesis. Cuando la presión de la mezcla incrementa de 1 a 30 *atm* no hay cambio considerable en la temperatura de llama adiabática, excepto un incremento de 50 *K* cerca de la condición estequiométrica, debido a que el aumento en la presión disminuye la disociación del *CO*₂ y *H*₂*O*. La temperatura de llama adiabática incrementa con el aumento en la temperatura

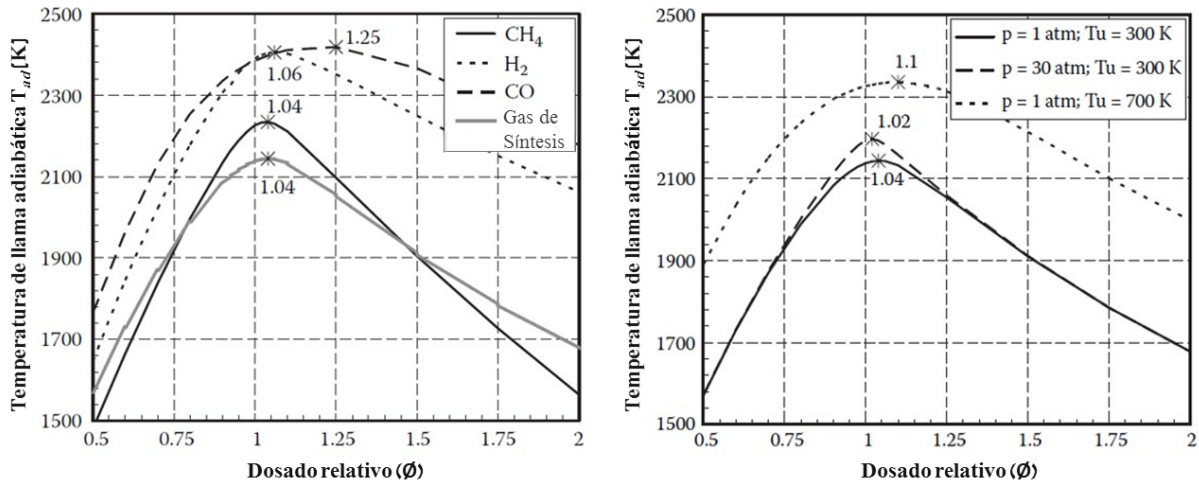


Figura 2.11: Temperatura de llama adiabática en función del dosado relativo para: Izquierda, mezclas de diferentes gases combustibles con aire, presión de la mezcla 1 atm y temperatura de la mezcla 300 K. Derecha, gas de síntesis y aire a diferentes condiciones de presión y temperatura. Adaptado de [38].

inicial de la mezcla, este efecto es más significativo en condiciones de mezcla pobre y rica que en condiciones estequiométricas.

Velocidad de deflagración laminar

Después de la temperatura de llama adiabática, la velocidad de deflagración laminar es tal vez el segundo parámetro más importante para caracterizar un combustible. Sun y colaboradores [39] presentaron un análisis del efecto de la composición y la presión sobre la velocidad de deflagración laminar de mezclas H_2/CO . Para un dosado relativo dado, ver Figura 2.12, la velocidad de deflagración laminar media incrementa con el contenido de H_2 , este efecto es debido a un incremento en la reactividad global de la mezcla a medida que aumenta la cantidad de H_2 y debido al bajo peso molecular del hidrógeno que incrementa la difusividad térmica de la mezcla, ver Ecuación 2.22, [38].

$$S_l \propto \sqrt{\frac{\alpha R R}{\rho_g}} \quad (2.22)$$

Donde:

- S_l : Velocidad de deflagración laminar, [m/s].

2 Marco teórico y estado del arte

- α : Difusividad térmica, [m^2/s].
- RR : Tasa de reacción, [$mol/m^3 \cdot s$].
- ρ_g : Densidad de la mezcla de gases, [kg/m^3].

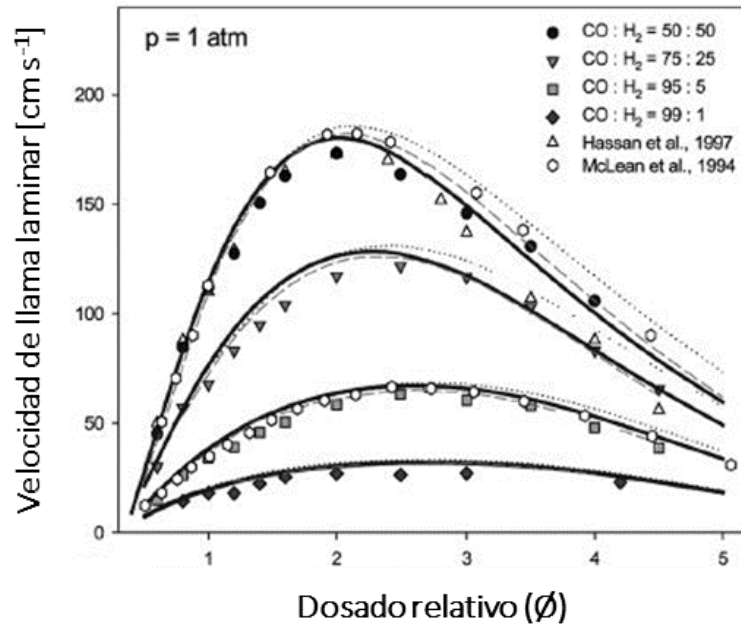


Figura 2.12: Velocidad de deflagración laminar medida y calculada en función del dosado relativo para diferentes mezclas de gas de síntesis y aire, presión de 1 atm. Adaptado de [39].

La Figura 2.13 muestra el efecto de la variación de la presión en una mezcla de gas de síntesis (40 % H₂ - 40 % CO - 20 % H₂O) a diferentes dosados relativos y temperaturas. Tomando como ejemplo una mezcla de dosado relativo estequiométrico a 600 K es notoria una disminución de la velocidad de deflagración laminar cuando aumenta la presión. Tomando en consideración la Ecuación 2.22, el incremento en la presión aumenta la tasa de reacción global (RR), debido a que la tasa de colisiones entre las moléculas aumenta con la presión; por lo que, altas presiones producirían mayores velocidades de deflagración laminar. Por otro lado, el incremento en la densidad de la mezcla (ρ_g) exige mayor cantidad de energía térmica transferida desde la zona de reacción para incrementar la temperatura de la mezcla en la zona de calentamiento. Debido a que la difusividad térmica (α) es inversamente proporcional a la presión, el efecto neto del incremento de la presión es una velocidad de deflagración reducida [38], [40]. Para una presión constante, el incremento de la temperatura de la mezcla aumenta la tasa de reacción y la difusividad térmica; mientras

que la densidad de la mezcla disminuye, lo que genera un aumento en la velocidad de deflagración laminar.

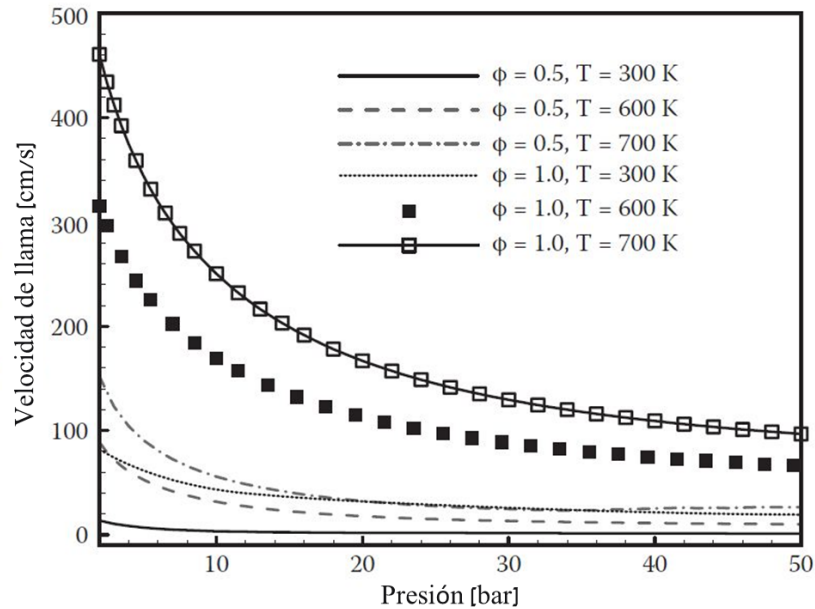


Figura 2.13: Velocidad de deflagración laminar para una mezcla de gas de síntesis (40 % H_2 - 40 % CO - 20 % H_2O) y aire en función de la presión para diferentes dosados relativos y temperaturas. Adaptado de [40].

Tiempo de retraso a la ignición

La Figura 2.14 muestra el efecto de la variación de la concentración del CO (R_{CO}) en mezclas estequiométricas de gas de síntesis (12 % $H_2 + CO$ - 6.25 % O_2 - 18.125 % N_2 - 63.125 % Ar) y aire a presiones de 15 bar, 30 bar y 50 bar y temperaturas desde 950 K a 1100 K, sobre el tiempo de retraso a la ignición en los experimentos llevados a cabo por Mittal y colaboradores [41]. El efecto del aumento en la temperatura y presión de la mezcla para un valor de concentración del CO constante es una disminución del tiempo de retraso a la ignición; mientras que para una presión y temperatura constante, claramente se aprecia que la adición de CO en la mezcla genera aumento en el tiempo de retraso a la ignición. El efecto inhibitor del monóxido de carbono es mucho más significativo en altas presiones; y como se ve, a una presión de 15 bar las líneas están más juntas la una a la otra y esta distancia se va haciendo más grande conforme la presión aumenta, lo que significa que la oxidación del CO es más lenta a presiones altas.

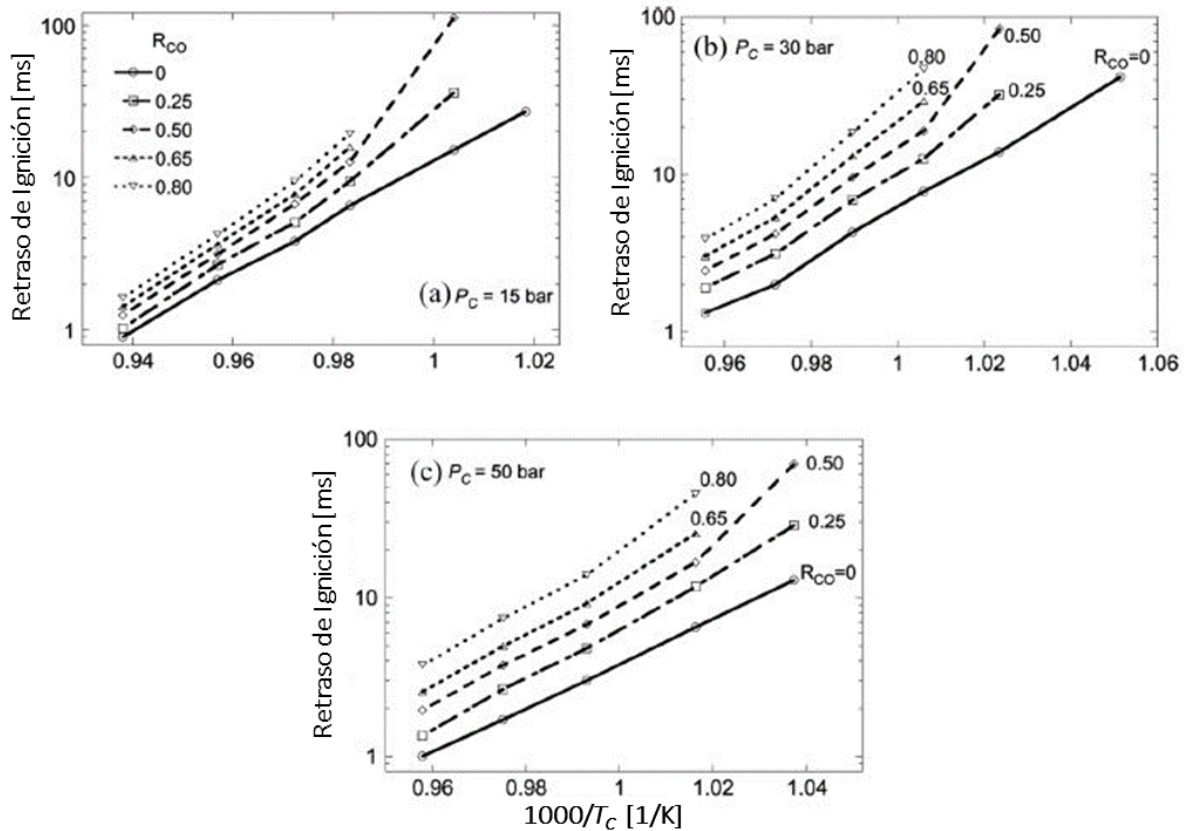


Figura 2.14: Tiempo de retraso a la ignición para una mezcla estequiométrica de gas de síntesis (12 % $H_2 + CO$ - 6.25 % O_2 - 18.125 % N_2 - 63.125 % Ar) y aire en función de la temperatura. R_{CO} es la fracción volumétrica de CO en la mezcla $H_2 + CO$. Presiones de 15 bar, 30 bar y 50 bar; temperaturas desde 950 K a 1100 K. Adaptado de [41].

2.4. Motores HCCI que utilizan hidrógeno y gas de síntesis

Realizando una búsqueda exhaustiva de información en las bases de datos disponibles, se pudieron encontrar cuatro trabajos en los que se hace uso del hidrógeno o mezclas H_2/CO como combustible en motores HCCI. El principal enfoque de estos trabajos ha sido el determinar la viabilidad técnica y estudiar la fenomenología de la combustión del hidrógeno y del gas de síntesis (mezclas H_2/CO) en motores HCCI. Dos aspectos importantes a tener en consideración es que todos estos trabajos se han realizado en laboratorios cercanos al mar y ninguno reporta estrategias que busquen aumentar los

rangos de operación obtenidos en los motores, por lo que evaluar el comportamiento de esta tecnología en condiciones de mediana altura, como las de la ciudad de *Medellín* se vuelve importante, más aún cuando las experiencias reportadas a nivel nacional son muy escasas. En orden cronológico estos trabajos fueron presentados por: Stenlaas y colaboradores en el año 2004 [24], Gomes y colaboradores en el año 2008 [25], Caton y Pruitt en el año 2009 [26] y Bika y colaboradores en el año 2012 [23]. A continuación se presenta un pequeño resumen de los aspectos más importantes presentados en cada uno de estos trabajos.

2.4.1. Stenlaas y colaboradores

Una mezcla de H_2/CO (67% H_2 y 33% CO), la cual simula la composición del gas obtenido del reformado del metanol (*RMG*) fue utilizada con el objetivo de estudiar el centrado de la combustión, la eficiencia y las emisiones de un motor diesel *Volvo TD100* de 6 cilindros con una cilindrada unitaria de 1.6 lt, modificado para funcionar en modo *HCCI*, los resultados se comparan con los obtenidos al utilizar hidrógeno. Para cada punto de dosado relativo evaluado (0.16 a 0.33) se realizó un barrido de temperaturas en la admisión y así determinar el rango de temperaturas de admisión en el que se generaba el fenómeno de combustión. Como indicadores del rango de operación se determinó la ausencia de combustión a bajas temperaturas en la admisión y altas tasas de aumento de la presión ($\frac{dp}{d\theta_{CA}} > 60bar$) con altas temperaturas en la admisión. El estudio se complementó al variar la relación de compresión (15:1, 17:1 y 20:1) y el régimen de giro (800 *rpm*, 1200 *rpm* y 1600 *rpm*). Las principales conclusiones reportadas en este estudio fueron:

- Si todas las demás variables de operación se mantienen constantes, el aumento de la temperatura en la admisión tiene el efecto de adelantar el inicio de la combustión, esto porque la temperatura de autoignición se alcanza antes en el ciclo. Para una relación de compresión de 17:1 se utilizaron temperaturas entre 120 °C y 160 °C.
- Comparando el gas de síntesis y el hidrógeno, se ve que para mantener un mismo valor de ángulo de autoignición, la temperatura necesaria al utilizar hidrógeno es menor que al utilizar gas de síntesis. Esta temperatura se hace mayor conforme el dosado relativo se hace más pobre.
- Para un dosado constante, un aumento de la temperatura en la admisión genera una disminución de la duración de la combustión, ver Figura 2.15 izquierda. La duración de la combustión del *RMG* es menor que cualquiera reportada para otros combustibles pero superior que la obtenida al utilizar hidrógeno.
- El fenómeno de combustión *HCCI* utilizando H_2 y una mezcla H_2/CO se pudo obtener con dosados relativos entre 0.16 y 0.33, para una relación de compresión de 17:1 y un régimen de giro de 800 *rpm*.

2 Marco teórico y estado del arte

- La temperatura de ignición para el H_2 a un régimen de giro de 1200 rpm y relación de compresión de 17:1 está comprendida entre 910 °C y 950 °C, para el RMG a las mismas condiciones es aproximadamente 40°C mayor. La temperatura de ignición disminuye con el aumento en el dosado relativo.
- El rango de operación no es afectado en mayor medida por la variación del régimen de giro del motor. Por otro lado, el aumento en la relación de compresión disminuye el rango de operación del motor y lo lleva a zonas de bajas cargas. Así mismo, el aumento en el dosado relativo genera un estrechamiento en el rango de temperaturas que genera la operación estable del motor, ver Figura 2.15 derecha.
- Se obtuvieron $IMEP_n$ del orden de 2.5 bar y eficiencias térmicas del orden de 40 % con dosados de 0.33, temperaturas de admisión de 110 °C, 800 rpm y una relación de compresión de 17:1 tanto para operación con hidrógeno como con mezclas H_2/CO .
- Las emisiones máximas de NO_x fueron de 6 ppm y las de CO alcanzaron las 2600 ppm; lo anterior para un régimen de giro de 800 rpm, relación de compresión de 17:1 y dosado relativo de 0.22.

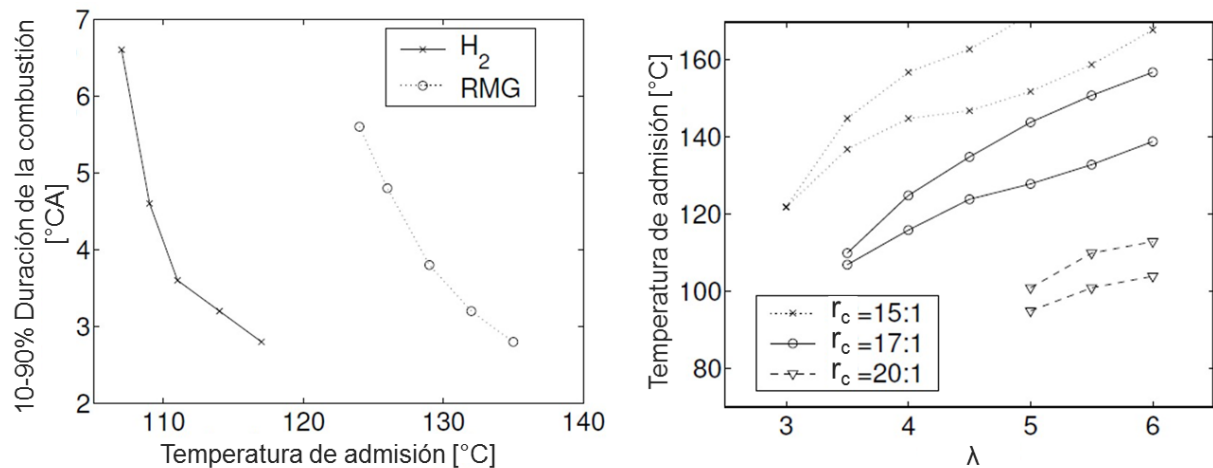


Figura 2.15: Izquierda, duración de la combustión (10-90% HRR) en función de la temperatura de admisión para RMG e H_2 , dosado relativo de 0.22, régimen de giro de 1200 rpm y relación de compresión de 17. Derecha, rango de temperaturas de admisión que generan la operación estable del motor en función de la relación de compresión, régimen de giro de 1200 rpm. Adaptado de [24].

2.4.2. Gomes y colaboradores

En este trabajo se reportan los resultados experimentales del estudio de la combustión HCCI en un motor que utiliza hidrógeno como combustible. Se utilizó un motor diesel Deutz refrigerado por aire con una cilindrada de 825 cc, una relación de compresión de 17:1 y un régimen de giro de 2200 rpm. El estudio se centró en estudiar la eficiencia térmica, las emisiones y las máximas cargas generadas por el motor. Las principales conclusiones del trabajo fueron:

- Con una temperatura en la admisión de 93 °C se realizó un barrido de dosados relativos para establecer el rango en el que era posible la operación estable del motor; se logró la operación en el rango de dosados relativos entre 0.16 y 0.33, rango similar al reportado en [24], ver Figura 2.16 izquierda. La máxima eficiencia térmica (*BTE*) reportada fue de 45 % con un dosado relativo de 0.33. Con dosados relativos de 0.16 la eficiencia máxima fue de 35 %.
- El coeficiente de variación del trabajo presentó valores de 23 % con dosados relativos de 0.16 y valores del 7 % con dosados relativos de 0.33, esto debido a las dificultades de lograr un buen control de la ignición.
- La tasa de liberación de calor *HRR* es extremadamente alta y por lo tanto, se hace necesaria la utilización de un sistema de control de la ignición muy preciso. En altas cargas se presentaron altos valores de presión en cámara y altas tasas de variación de la presión, ver Figura 2.16 derecha.
- Se utilizaron temperaturas de admisión en el rango de 85 °C a 110 °C. Para un dosado relativo constante, a medida que aumenta la temperatura en la admisión el ángulo de autoignición se adelanta.
- La máxima *IMEP* reportada fue de 6.8 bar y la máxima potencia fue de 8.4 kW, no se reporta a qué dosado relativo y si es neta o global. Ambas disminuyen con el aumento en la temperatura de admisión del aire, esto debido a la disminución del rendimiento volumétrico.
- Para un punto de operación a 2200 rpm y temperatura de admisión de 100 °C, las emisiones de NO_x máximas obtenidas fueron de 0.65 g/kWh, estas disminuyen cuando el dosado relativo disminuye. Las emisiones de H_2 presentan un comportamiento inverso, valores máximos de 0.6 g/kWh son reportados. Esto se debe a que con dosados relativos pobres las temperaturas en la cámara de combustión son muy bajas, lo que disminuye la formación de NO_x y al tiempo hace que no todo el combustible se oxide.

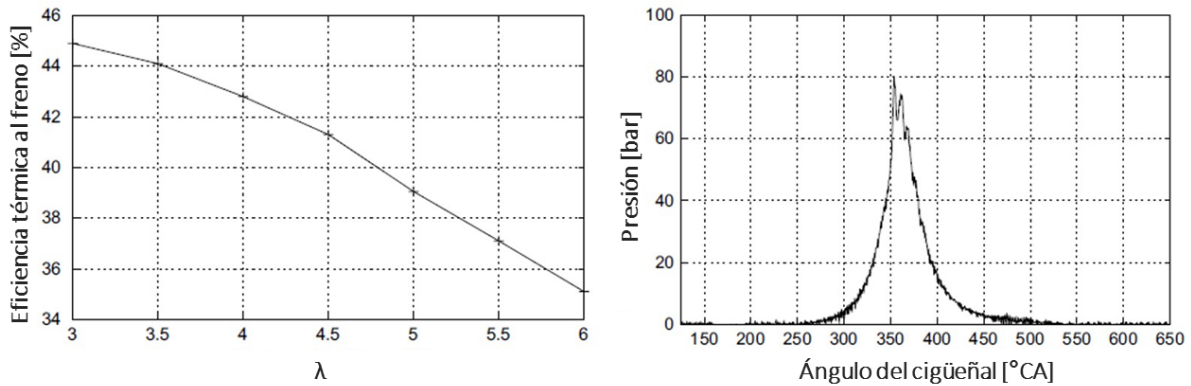


Figura 2.16: Eficiencia térmica (*BTE*) en función del exceso de aire (izquierda) y perfil de presión en cámara de combustión (derecha). Motor *Deutz* de 825 cc, relación de compresión de 17:1, régimen de giro de 2200 rpm, temperatura en la admisión de 93 °C e hidrógeno como combustible. Adaptado de [25].

2.4.3. Caton y Pruitt

Un motor diesel *CFR* refrigerado por agua con una cilindrada unitaria de 612 cc y un régimen de giro constante de 900 rpm, fue utilizado para estudiar las fuentes de pérdida en la eficiencia térmica y los parámetros de operación que permiten la operación estable del motor al utilizar hidrógeno como combustible en modo *HCCI*. Se utilizaron dos temperaturas de referencia 80 °C y 100 °C. El estudio se complementó al variar la relación de compresión entre 16.5:1 y 20:1 con aumentos de 0.5. Se utilizó el calentamiento del aire de admisión como variable de control de la ignición. Los principales resultados de este trabajo fueron:

- La temperatura en la admisión y la relación de compresión tienen un efecto directo sobre la eficiencia y las cargas máximas tolerables por el motor. En la Figura 2.17 se muestra la relación entre la eficiencia indicada global y la presión media indicada global *GMEP* con un valor de temperatura en la admisión constante. Para una relación de compresión constante existe un valor de dosado relativo que genera la máxima eficiencia y por lo regular coincide con el valor de dosado relativo que genera la máxima carga.
- Para una temperatura en la admisión constante, el aumento en la relación de compresión genera una disminución de las cargas máximas obtenidas. El aumento en la temperatura en la admisión permite la obtención del fenómeno de combustión *HCCI* con menores relaciones de compresión y posibilita el funcionamiento del motor con mayores dosados relativos.

2.4 Motores HCCI que utilizan hidrógeno y gas de síntesis

- Las principales fuentes de pérdidas en la eficiencia energética son la transferencia de calor hacia las paredes del cilindro, la pérdida de energía en los gases de escape y la emisión de combustible sin quemar. El centrado de la combustión ($CA50$) es el parámetro que más incidencia tiene en la eficiencia térmica y en la operación estable del motor; un adelanto en $CA50$ genera mayores tasas de transferencia de calor a las paredes, así como un aumento en las tasas de aumento de la presión. Un retraso en el $CA50$ genera un aumento en las pérdidas por combustión incompleta y de calor sensible en los gases de escape.
- La eficiencia térmica del motor disminuye con el aumento en la temperatura de admisión y la relación de compresión, también es menor a bajos dosados relativos.
- Para todas relaciones de compresión y temperaturas de admisión evaluadas se pudo establecer una combustión estable en un rango de dosados relativos entre 0.15 y 0.37, el cual es similar al reportado en [24] y [25].
- Para una temperatura de admisión constante, el aumento en la relación de compresión genera una disminución en los valores de dosado relativo y un estrechamiento en el intervalo de dosados relativos que generan operación estable del motor.
- El centrado de la combustión ($CA50$) para una relación de compresión y temperatura de admisión constante cambia con la variación del dosado relativo. El $CA50$ se adelanta con el aumento en el dosado relativo.
- Las emisiones de hidrógeno estuvieron en el rango de 0.5 % a 1 % y son similares a las reportadas en [24] y [25]. Las emisiones de NO_x estuvieron en el rango de 1 ppm a 50 ppm. Esto se debe a que la temperatura dentro de la cámara de combustión es baja y para un punto de operación con una relación de compresión de 18 y una temperatura de admisión de 100 °C no supera los 1520 K. Las emisiones de NO_x a una temperatura de admisión constante aumentan con el incremento en el dosado relativo y la relación de compresión.

2.4.4. Bika y colaboradores

En este trabajo, tres composiciones de gas de síntesis con relaciones H_2/CO (% vol.) de 100, 75/25 y 50/50 y dosados relativos de 0.26 y 0.30 fueron usadas como combustible en un motor *Yanmar L100V* monocilíndrico de cuatro tiempos, refrigerado por aire, de inyección directa y aspiración natural modificado para funcionar en modo *HCCI* al reemplazar el inyector original por un sistema de inyección en el puerto de admisión y agregar un sistema de calentamiento de aire de admisión. La velocidad del motor fue mantenida constante a 1800 rpm, la relación de compresión fue de 21.2 y la cilindrada de 435 cc. La

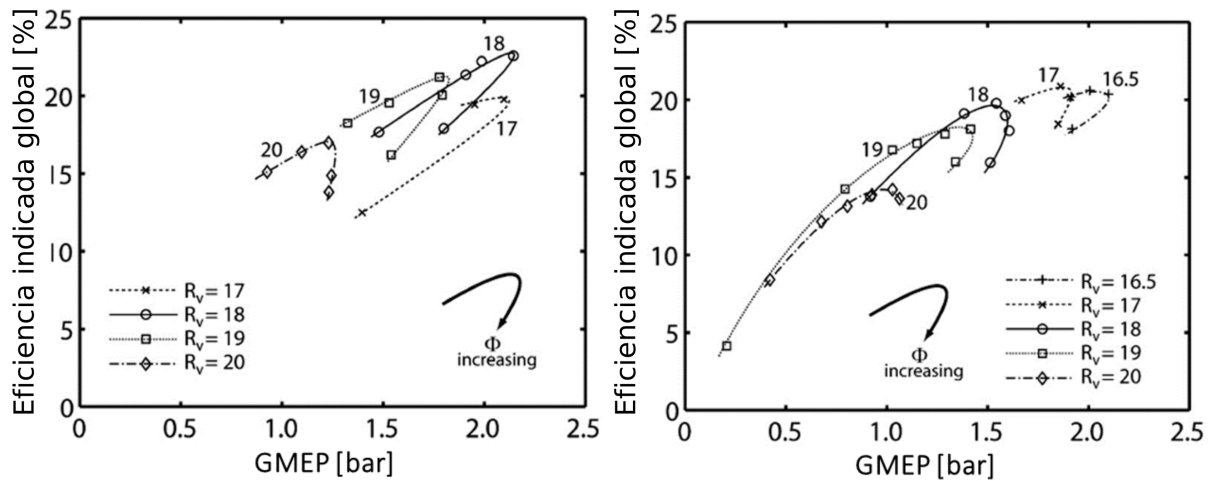


Figura 2.17: Mapa de operación y eficiencias térmicas obtenidas para diferentes valores de relación de compresión y dosado relativo. Izquierda, temperatura de admisión de 80 °C. Derecha, temperatura de admisión de 100 °C. Adaptado de [26].

temperatura máxima en la admisión fue limitada por la máxima tasa de aumento de la presión (6-8 bar/°CA) mientras que la temperatura mínima en la admisión fue limitada por valores del $COV - IMEP$ mayores al 10 %.

- Para alcanzar el punto máximo de la presión media indicada neta ($IMEP_n$) a un dosado relativo dado, la temperatura del aire de admisión se debe aumentar a medida que la cantidad de H_2 en la mezcla disminuye. Para una composición constante, un aumento en el dosado relativo genera una disminución de temperaturas en la admisión que generan el punto máximo de la $IMEP_n$, ver Figura 2.18 izquierda.
- Para un dosado relativo de 0.26, la temperatura en la admisión necesaria para conseguir la mayor $IMEP_n$ fue de 74 °C, 84 °C y 98 °C con mezclas de 100% H_2 , 75/25% H_2/CO y 50/50% H_2/CO , respectivamente. Para un dosado relativo de 0.30, la temperatura en la admisión necesaria para conseguir la mayor $IMEP_n$ fue de 62 °C, 71 °C y 81 °C, para las mismas mezclas.
- Para todas las condiciones evaluadas, el pico máximo de temperatura y presión al interior de la cámara de combustión aumenta al incrementar la temperatura en la admisión, esto debido a que con mayores temperaturas en la admisión el inicio de la combustión se adelanta y se lleva a cabo en menores volúmenes de la cámara de combustión. La temperatura al interior de la cámara de combustión para todas las condiciones probadas se presentó entre 1200 K y 1500 K dependiendo de la temperatura en la admisión, concentración de la mezcla y composición del combustible.

2.4 Motores HCCI que utilizan hidrógeno y gas de síntesis

- Para un dosado relativo constante de 0.26, el CA_{10} permanece más o menos constante en $4^\circ CA$ aTDC y el CA_{50} en $8^\circ CA$ aTDC, para todas relaciones H_2/CO evaluadas. El efecto de la variación del CO se hace evidente con dosados relativos de 0.30, en estas condiciones, ambos, el CA_{10} y CA_{50} , se retrasan al aumentar la cantidad de CO en la mezcla combustible. Lo anterior se explica por el aumento en la temperatura en la admisión necesaria para alcanzar la máxima $IMEP_n$ con un aumento del CO en la mezcla combustible.
- Para todas las condiciones evaluadas la duración de la combustión está entre $9.5^\circ CA$ y $11.5^\circ CA$; lo que es mucho más rápido que la presentada en los motores convencionales SI y CI . La $IMEP_n$ varió entre 1.75 bar y 2.75 bar.
- La Figura 2.18 derecha muestra la eficiencia de combustión y la eficiencia térmica del ciclo. La eficiencia de combustión se ubica entre 83% y 88% para todas las condiciones probadas. Estas eficiencias son considerablemente menores a las encontradas en modo SI y CI , debido a las bajas temperaturas de combustión. También existe una tendencia a disminuir la eficiencia de combustión al aumentar la cantidad de CO en la mezcla. La menor eficiencia térmica es observada en condiciones de 100% H_2 , esto podría deberse a la alta conductividad térmica del H_2 comparada con la del CO , lo que genera mayores tasas de transferencia de calor con los alrededores. Para todas las condiciones de operación la eficiencia del ciclo es menor al 30%, las cuales son inferiores a las reportadas en motores de encendido por compresión.

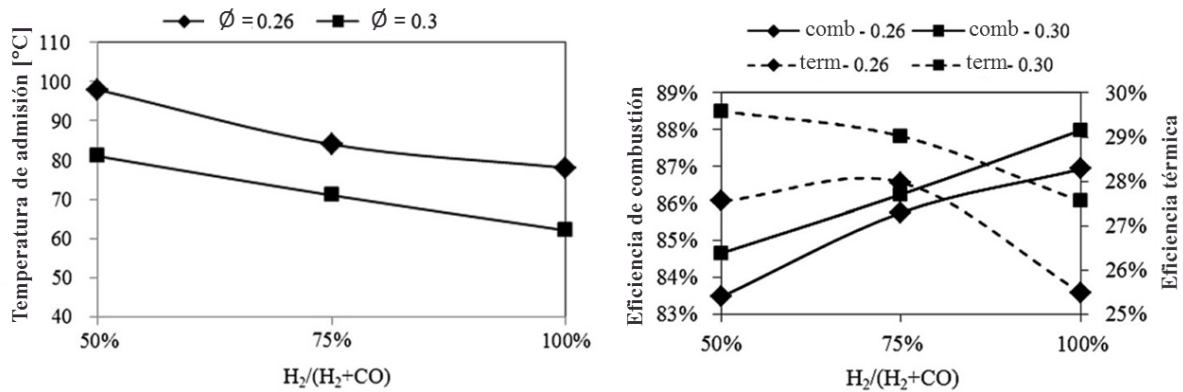


Figura 2.18: Izquierda: temperatura de admisión requerida para garantizar el punto máximo de $IMEP_n$ en función del contenido de H_2 en la mezcla combustible. Derecha: eficiencia de combustión y eficiencia térmica en función del contenido de H_2 en la mezcla combustible. Adaptado de [23].

3 Metodología

3.1. Simulaciones de una zona

Los métodos de simulación numérica han resultado ser una gran herramienta para la investigación de la combustión *HCCI* puesto que son más versátiles y baratos que los métodos experimentales. Dado que la combustión *HCCI* depende en gran medida de la cinética química de la mezcla aire/combustible admitida, la cual a su vez depende de la temperatura y presión en la admisión, composición y concentración de la mezcla; una buena aproximación del orden de magnitud de estas variables es indispensable para hacer un ajuste preliminar del sistema de control. El Modelo Cero Dimensional de una Zona con Cinética Química Detallada es el modelo para la simulación en motores más simplificado que existe, este modelo considera la temperatura, presión y concentración de la mezcla aire/combustible como homogénea en todo el volumen de la cámara de combustión y la ignición se describe a partir de un mecanismo cinético detallado; aunque el modelo ha demostrado ser eficiente para predecir el momento de la autoignición, presenta serias falencias al describir la tasa de liberación de calor, la duración de la combustión y las emisiones [18]. Los modelos cero dimensionales de una zona tienden a sobrestimar las tasas de aumento de la presión y parámetros como la presión y la temperatura en la cámara de combustión [26]. En este trabajo, el propósito de utilizar este modelo no fue el de predecir el comportamiento y el rendimiento del motor; la idea de estas simulaciones fue la de guiar la experimentación al aproximar y acotar los rangos de temperatura en la admisión y de dosado relativo que generan la autoignición de la mezcla admitida, así como entender el efecto de la variación de la composición del gas de síntesis y la presión de admisión sobre la ignición.

Se utilizó el modelo cero dimensional de una zona con cinética química detallada del módulo *ICEN* contenido en el paquete computacional *Chemkin-Pro* [42], [43]. Los parámetros geométricos utilizados en el estudio correspondieron a los de un motor diesel *Lombardini 25 LD 425-2* refrigerado por aire, el cual fue modificado para trabajar en modo *HCCI*. La Tabla 3.1 resume los principales parámetros geométricos utilizados para alimentar el modelo computacional. Se utilizó el mecanismo cinético detallado *CRECK*, consistente en 32 especies y 173 reacciones, el cual fue desarrollado por el Politecnico de Milano; este mecanismo tiene la ventaja de ser desarrollado para investigación de fenómenos de ignición y combustión a bajas temperaturas y altas presiones; las cuales son típicas de

los motores *HCCI* [44]. Se evaluaron tres composiciones diferentes para el combustible, 100 % Hidrógeno (H_2), 80 % Hidrógeno (H_2) - 20 % monóxido de carbono (CO) y 60 % Hidrógeno (H_2) - 40 % monóxido de carbono (CO), en porcentaje de volumen; siete (7) dosados relativos (desde 0.20 hasta 0.50 con aumentos de 0.05) y tres (3) presiones en la admisión (1 *bar*, 1.25 *bar* y 1.50 *bar*). Se consideró la transferencia de calor en la mezcla reactiva desde y hacia las paredes; el modelo computacional la determina a partir de la correlación semiempírica de Woschni [14]. La temperatura de la pared se asumió en función del dosado relativo, ver Ecuación 3.1. La temperatura en el cierre de la válvula de admisión *IVC* se tomó como variable paramétrica.

$$T_w = 79.258\phi + 402.15 \quad (3.1)$$

Tabla 3.1: Parámetros geométricos del motor utilizados para las simulaciones de una zona.

| Parámetro | Valor |
|------------------------------------|-------|
| Cilindrada [cc] | 425.5 |
| Diámetro [mm] | 85 |
| Carrera [mm] | 75 |
| Relación de compresión | 15.6 |
| Régimen de giro [rpm] | 1800 |
| Longitud de biela [mm] | 117.5 |
| Radio del cigüeñal [mm] | 37.5 |
| Periodo de válvulas cerradas [°CA] | 210 |
| IVC [°CA aTDC] | -115 |

Las composiciones y algunas de las propiedades de combustión de las mezclas combustible utilizadas se muestran en la Tabla 3.2.

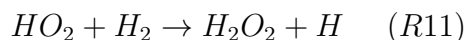
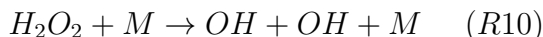
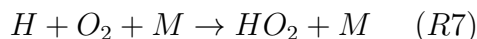
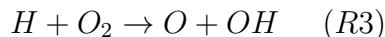
Ignición del hidrógeno y el gas de síntesis

Desde el punto de vista de la cinética química, ver Sección 2.3, a temperaturas inferiores a 1200 *K* y mayores a 850 *K* la reacción de ramificación *R3*, la cual es importante a condiciones de alta temperatura, es muy lenta y no provee suficientes radicales para generar la autoignición de la mezcla; por lo que la autoignición a estas condiciones depende de otras rutas y se da cuando el peróxido de hidrógeno (H_2O_2) que ha sido acumulado en la mezcla reactiva, en condiciones de baja temperatura, a partir de la reacción del hidroperoxilo (HO_2), reacciones *R7* y *R10*, comienza a descomponerse a una temperatura cercana a los 1000 *K*, reacción *R11*. Cuando la temperatura supera este valor se generan dos radicales hidroxilos (OH) por cada H_2O_2 que se descompone. Como resultado

Tabla 3.2: Composiciones y propiedades de combustión de las mezclas combustible utilizadas.

| Variable | Composición | | |
|------------------------|-------------|-------|-------|
| | C1 | C2 | C3 |
| H_2 [% Vol.] | 100 | 80 | 60 |
| CO [% Vol.] | 0 | 20 | 40 |
| C/H | 0 | 0.13 | 0.33 |
| LHV [kJ/kg] | 119976 | 34663 | 20809 |
| LHV [kJ/Nm^3] | 10055 | 10397 | 10739 |
| $AFRs$ [kg_a/kg_f] | 34.21 | 9.56 | 5.56 |
| ρ [kg/Nm^3] | 0.08 | 0.30 | 0.52 |

de la reacción anterior, la que hasta el momento era una molécula relativamente estable actúa como fuente de radicales OH los cuales consumen las moléculas de combustible más rápidamente, generando un aumento en la temperatura de los reactivos y poniendo en marcha la reacción en cadena que desata la autoignición de la mezcla, ver Figura 3.1. Esta secuencia de reacciones continúa rápidamente hasta que la temperatura de la mezcla alcanza los 1200 K, temperatura en la cual la reacción de ramificación $R3$ toma lugar y domina el resto de la reacción global [33], [45].



Cualquier parámetro de funcionamiento del motor que acelere el momento de descomposición del H_2O_2 es causante de un adelanto de la ignición de la mezcla reactiva. En este trabajo, se consideró el valor máximo del H_2O_2 y su momento de ocurrencia como el punto donde se genera la autoignición de la mezcla admitida [33], [31].

3.2. Montaje Experimental

3.2.1. Motor

Un motor Diesel *Lombardini 25 LD 425-2*, estacionario, de dos cilindros, refrigerado por aire y con una relación de compresión de 19:1 ha sido modificado para funcionar en modo *HCCI*. La principal modificación consistió en cambiar la geometría de la cabeza de uno

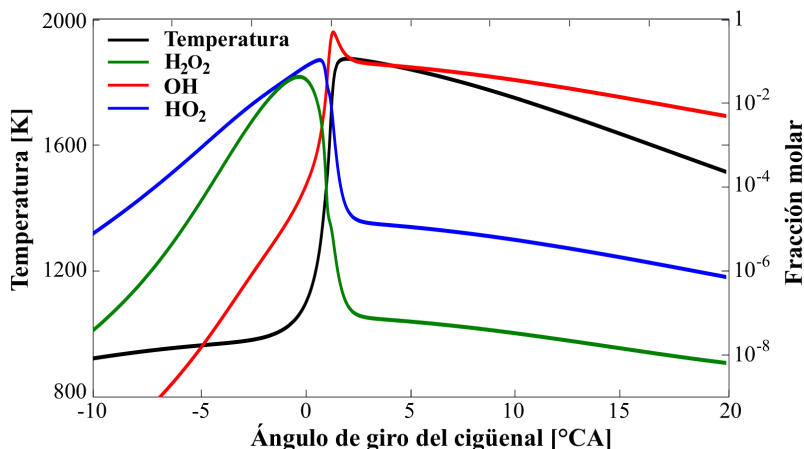


Figura 3.1: Temperatura en cámara y concentración de especies químicas (H_2O_2 y OH) en función del ángulo de giro de cigüeñal. Composición 80 % H_2 y 20 % CO , $\phi = 0.20$, $T_{IVC} = 198$ °C y $P_{IVC} = 1$ bar.

de los pistones, rellenando la cámara de combustión o “*bowl*” y dejándola completamente plana; esta modificación generó una disminución en la relación de compresión, la cual pasó a ser de 15.6:1. El sistema de inyección de combustible fue retirado y en su lugar se instalaron bujías de ignición, estas se utilizaron en estudios diferentes a los presentados en este trabajo. Las principales características del motor después de la modificación se muestran en la Tabla 3.3.

3.2.2. Sistemas periféricos

Un generador eléctrico trifásico *YIHUA ref. ST-20-3* con capacidad de 20 kW a 1800 rpm fue acoplado al motor térmico por medio de un cardan; la potencia eléctrica generada se monitoreaba por medio de un analizador de redes marca *TRJ ref. A-10-6-PA379* y era disipaba en un banco de resistencias de 20 kW controladas por un control de potencia trifásico marca *NOVUS ref. PWCE-3P-100*. El generador se puso en serie con un motor eléctrico asíncrono *WEG ref. PG020183CSA* de 15 kW a 1800 rpm controlado por un variador de velocidad *Schneider ref. ATV-312HD15M3* de 15 kW, el régimen de giro del motor se mantuvo constante a 1800 rpm. Como consecuencia de la disminución del régimen de giro del motor (3600 rpm a 1800 rpm), se instaló un ventilador (*blower*) a fin de garantizar el caudal de aire necesario para la refrigeración del motor y evitar recalentamientos en el cilindro. Un calentador eléctrico *Oshram – Silvania* de 6 kW y un dispositivo de control de potencia *SCR* (Silicon Controlled Rectifier) en lazo cerrado a partir de la señal de temperatura en el múltiple de admisión fueron utilizados para calentar

Tabla 3.3: Especificaciones técnicas y parámetros geométricos del motor.

| Ítem | Descripción |
|-------------------------|------------------------|
| Designación comercial | Lombardini 25 LD 425-2 |
| Admisión | Natural |
| Refrigeración | Por aire |
| Cilindrada total [cc] | 851 |
| Número de cilindros | 2 (1 habilitado) |
| Diámetro [mm] | 85 |
| Carrera [mm] | 75 |
| Relación de compresión | 19 (15.6 modificado) |
| Régimen de giro [rpm] | 3600 (1800 modificado) |
| Longitud de biela [mm] | 117.5 |
| Radio del cigüeñal [mm] | 37.5 |
| IVC [°CA] | -115 |
| EVO [°CA] | 95 |
| Válvulas cerradas [°CA] | 210 |
| Cruce de válvulas [°CA] | 45 |

el flujo de aire de admisión y controlar la temperatura de la mezcla aire/combustible admitida. La medición y suministro de los gases combustibles se realizó por medio de un medidor de flujo compresible en régimen sónico a partir de la utilización de agujeros calibrados y válvulas de control de presión manual acopladas a las líneas de suministro de los gases combustibles; se disponía de un cilindro de hidrógeno y uno de monóxido de carbono. Una descripción más detallada de los principios de funcionamiento se puede encontrar en [46].

3.2.3. Instrumentación, adquisición, tratamiento, visualización y control

La instrumentación, sistemas de adquisición y equipos para el tratamiento y visualización de señales instalados en el montaje se detallan a continuación:

- **Medición de presión en cámara:** Se instaló un sensor piezo eléctrico *KISTLER ref. 6125C* con rango de medición de 0-300 bar en el cilindro número 1 mediante un acople roscado en la culata, la señal del sensor fue acondicionada por un *SCP ref. 2853*.
- **Encoder:** Para la determinación de la posición del cigüeñal en cada instante de tiempo se usó un codificador angular con una resolución de 3600 pulsos por revolu-

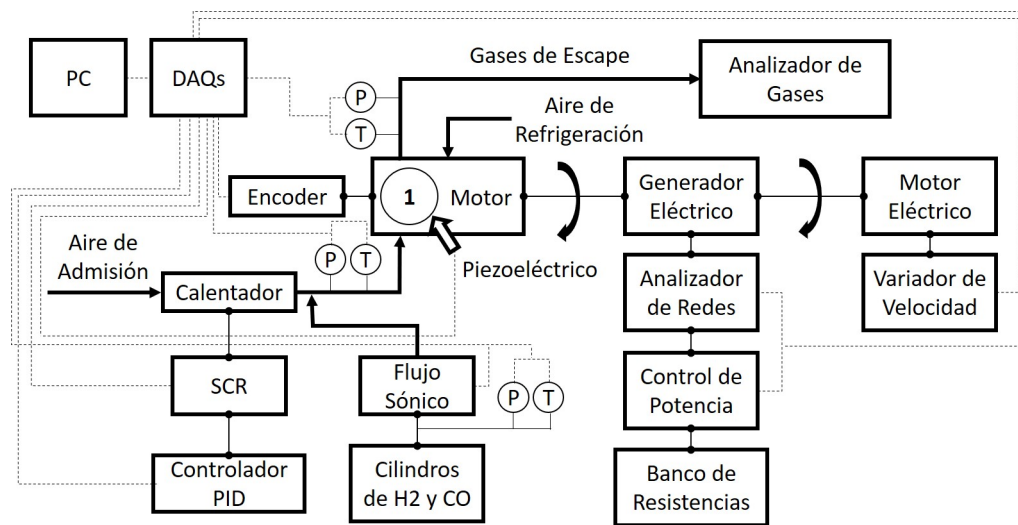


Figura 3.2: Montaje experimental.

ción marca *Nord ref. 8.5820.0 H40.1024.5093.0015* adaptado al eje del cigüeñal del motor.

- **Sensor Hall:** Se instaló un sensor comercial en el bloque del motor, lo que permitió referenciar el *TDC* del primer cilindro en cada ciclo termodinámico del motor.
- **Medición de presión y temperatura:** Las mediciones de presión del aire, gases combustibles y gases de escape se realizaron a través de sensores de presión absoluta *WIKA ref. PA-379* con rango de medición de 0-7 *bar*, mientras que las medidas de temperatura se realizaron con termocuplas comerciales tipo K. Estos sensores fueron ubicados en el múltiple de admisión, medidor de flujo sónico y múltiple de escape.
- **Analizador de gases:** Se utilizó un analizador de gases marca *BACHARACH ref. PCA* para determinar las concentraciones de NO_x (NO y NO_2) en los gases de escape. Por otro lado, un analizador marca *Maihak ref. S710* fue utilizado para la medición de CO , CO_2 y O_2 .
- **Dosado relativo y flujo de aire de admisión:** Tanto el dosado relativo como el flujo real de aire en la admisión al momento de la experimentación se determinaron a partir de los datos de presión y temperatura en la admisión, cilindrada unitaria y rendimiento volumétrico del motor, para los cálculos en línea se fijó un valor del rendimiento volumétrico de igual 0.77. Estos valores fueron corregidos posteriormente a partir de los porcentajes de oxígeno (O_2) en los gases de escape.

3 Metodología

- **Adquisición:** Se utilizó un módulo de control y de lectura de termopares *NATIONAL INSTRUMENTS ref. SXI-1000* para facilitar la lectura de señales y control de algunos actuadores dentro del montaje experimental. Una tarjeta de adquisición de datos *NATIONAL INSTRUMENTS ref. NI PCIe-6351* con una resolución de 16 bits y una tasa de muestreo de 1 MS/s fue utilizada para la captura de los datos de presión en cámara y del ángulo de giro del cigüeñal. Todos los puntos de operación reportados en este trabajo son el promedio de cien (100) ciclos termodinámicos de operación del motor.
- **Tratamiento y visualización:** Todos los datos recolectados en el montaje experimental fueron procesados, visualizados y almacenados en un computador por medio de una plataforma de monitoreo y control en línea desarrollada en el entorno del software *LABVIEW*.
- **Control:** El control del motor se hizo a partir del calentamiento del aire de admisión al tener en cuenta la curva de presión en cámara, la temperatura de los gases de escape, la temperatura en la culata del cilindro 1 y el cálculo en línea de la *intensidad de ringing* y la *IMEP*.

La Tabla 3.4 presenta los datos mas importantes sobre la precisión e incertidumbre de los instrumentos utilizados en los experimentos.

Tabla 3.4: Precisión e incertidumbre asociada a las variables medidas.

| Medida | Resolución | Precisión |
|------------------------------|-----------------|-----------------------------|
| Presión en cámara | ± 0.02 bar | 4 % |
| Temperatura | ± 0.2 °C | 4 % |
| Presión en la admisión | ± 0.01 bar | 0.5 % |
| Ángulo de giro del cigüeñal | ± 0.1 °CA | 8 % |
| Régimen de giro | ± 5 rpm | 1 % |
| O_2 | ± 0.1 %vol. | 0.2 % de la escala completa |
| CO_2 | ± 1 ppm | 5 % del valor medio |
| NO_x | ± 1 ppm | ± 5 ppm |
| Variables calculadas | | |
| Flujo másico del combustible | ± 3 mg/s | 4 % |
| Flujo másico de aire | ± 0.1 mg/s | 2 % |

3.2.4. Desarrollo experimental

La fase de experimentación se llevó a cabo con hidrógeno (100 % H_2) y una mezcla de gas de síntesis (80 % H_2 y 20 % CO), en base volumétrica. Antes de iniciar cada sesión de

experimentación se arrastraba el motor durante algunos minutos hasta que se aseguraba la adquisición, procesamiento y visualización de señales e indicadores de funcionamiento del motor; luego se encendía el soplador de aire de refrigeración a su máxima velocidad y se iniciaba el calentamiento del aire de admisión. El calentamiento del aire de admisión se hacía con incrementos de $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ cada 2 minutos hasta que se alcanzaba la temperatura en la admisión deseada, esta temperatura se mantenía constante hasta que se estabilizaba la temperatura en el escape y en la culata del cilindro 1. Con una temperatura en la admisión establecida se determinaba el valor de presión de suministro del gas combustible necesario para garantizar el dosado relativo deseado; el aporte del combustible disminuía la temperatura en la admisión por lo que se debía esperar hasta que el sistema de control de la resistencia eléctrica lo estabilizara de nuevo. Si las condiciones de temperatura en la admisión y de dosado relativo no eran suficientes para generar el fenómeno de combustión *HCCI* entonces se mantenía el valor de dosado relativo deseado y se incrementaba la temperatura en la admisión; con la variación de la temperatura en la admisión se hacía necesario modificar los valores de presión de suministro del gas combustible que aseguraban el dosado relativo, esto último debido a la variación de la densidad del aire. Mantener los valores de temperatura en la admisión constante o aumentar su valor era sencillo con el motor sin combustión; cuando se entraba en régimen de combustión, asegurar la estabilidad de la temperatura en la admisión, disminuir su valor y mantener el dosado relativo se hacía más complejo debido al aporte energético de la cámara de combustión, a la inercia térmica del sistema de admisión (tubería y accesorios) y a la regulación manual de la presión de suministro del combustible en el medidor de flujo sónico.

Se determinaba que el motor estaba en régimen de operación *HCCI* por medio de la curva de presión en cámara (aumento de la presión máxima), los valores de la temperatura de escape y el sonido del motor. Las condiciones de temperatura en la admisión y dosado relativo que generaban puntos de operación con presencia de *ringing* se determinaban a partir de la señal de presión en cámara, cálculo en línea de la *RI* y el sonido del motor; las condiciones de temperatura en la admisión y dosado relativo que generaban una alta variación de la *IMEP* o ausencia del fenómeno de combustión se determinaban con base a la señal de presión en cámara, temperatura del escape y el sonido del motor. La toma de datos experimentales se realizaba luego de tener un valor constante ($\pm 5\text{ K}$) de la temperatura en el escape durante 3 minutos y a lo largo de 100 ciclos termodinámicos de operación del motor. No se realizaron réplicas de los puntos de operación, la medición en cada punto de operación fue única. El diagnóstico de la combustión se realizó utilizando un algoritmo de cálculo basado en los modelos presentados en la sección 2.1 utilizando MATLAB [47]. Las limitaciones del sistema de control de la temperatura de admisión y de suministro de combustible, así como el amplio rango de inflamabilidad de los combustibles utilizados restringieron el mapa de operación en el que se pudo obtener un comportamiento estable del motor.

3.3. Simulaciones multizona

Para determinar el efecto de la combustión retrasada como estrategia de incremento de los rango de operación estable en un motor *HCCI* se utilizó el modelo multizona con cinética química detallada de *Chemkin-Pro* [42]. A diferencia del modelo cero dimensional, en el cual se considera la temperatura, la presión, la composición y la concentración de la mezcla como homogénea en toda la cámara de combustión, el modelo multizona de *Chemkin-Pro* divide el volumen de la cámara de combustión en 12 zonas con diferentes concentraciones másicas y perfiles de temperatura, permitiendo hacer una aproximación más real al comportamiento del motor ya que considera el efecto de la estratificación térmica y másica de la mezcla producto de la influencia de las zonas más frías de la cámara de combustión (paredes y “*crevices*”). La Figura 3.3 fue tomada del trabajo de grado de maestría de Heredia [48] y muestra la distribución de temperaturas al interior de la cámara de combustión por medio de la simulación *CFD 2D* axisimétrica utilizando *ANSYS Fluent* [49]. El modelo se basa en el trabajo presentado por Bedoya y colaboradores [31] para definir el número de zonas. Como se puede ver en la Figura 3.3 y Figura 3.4, la zona 12 de la cámara de combustión es la más caliente y a medida que las zonas se acercan a las paredes y “*crevices*” se hacen más frías (zonas 1 a 5); el encendido de la mezcla inicia entonces en la zona central de la cámara de combustión y migra a las zonas más frías toda vez que cada una de ellas alcanza las condiciones de autoignición. El modelo considera la presión y el dosado relativo como homogéneos en todas las zonas de la cámara de combustión, con intercambio de calor entre cada zona y las paredes pero no entre ellas, tampoco considera la transferencia de masa entre zonas; aunque estas simplificaciones se alejan de la realidad, el modelo a demostrado ser útil para aproximar la $IMEP_g$, la duración de la combustión, los picos máximos de presión y las emisiones de NO_x y CO [31].

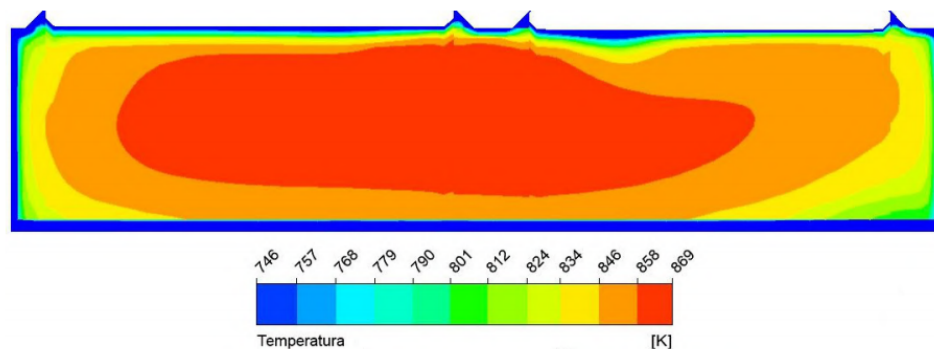


Figura 3.3: Distribución de temperatura al interior de la cámara de combustión $45^\circ aTDC$. Composición 60% GN - 40% CO_2 , $\phi = 0.42$, $T_{IVC} = 325\text{ K}$ y $P_{IVC} = 0.84\text{ bar}$. Tomado de [48].

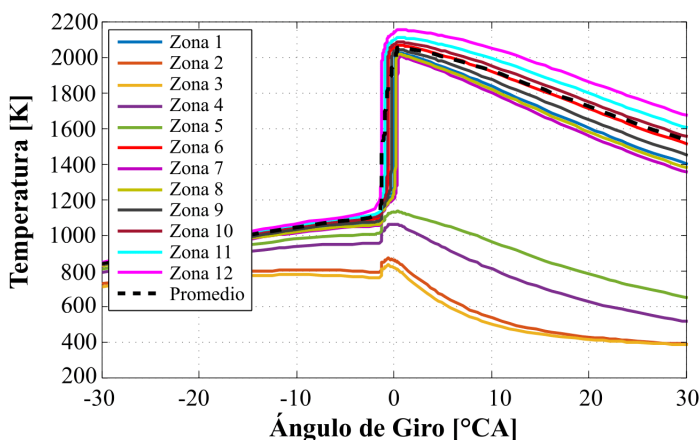


Figura 3.4: Perfiles de temperatura de cada una de las zonas y perfil de temperatura promedio. Composición 80 % H_2 - 20 % CO , $\phi = 0.30$, $T_{IVC} = 182 K$ y $P_{IVC} = 1 bar$.

La configuración de las zonas usadas en las simulaciones corresponde a la presentada en la Tabla 3.5.

Tabla 3.5: Configuración de las zonas usadas en la simulación.

| N° Zona | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
|---------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|-------|-------|-------|
| Fracción másica [%] | 4.58 | 0.69 | 0.61 | 1.51 | 2.27 | 8.07 | 3.87 | 4.23 | 5.71 | 10.62 | 16.81 | 41.04 |
| ATCE [%] | | | | | | | 8.33 | | | | | |

Los parámetros geométricos utilizados en el estudio corresponden a los mismos del modelo de una zona, ver Tabla 3.1. Se utilizó el mecanismo cinético detallado *CRECK* [44]. Se consideró el efecto en la variación de la composición del gas de síntesis, ver Tabla 3.2, con dosados relativos desde 0.20 hasta 0.50 con aumentos de 0.05. La presión en el *IVC* se mantuvo constante con un valor de 1 bar. La temperatura de la pared se asumió en función del dosado relativo, ver Ecuación 3.1. Se consideró la transferencia de calor en la mezcla reactiva desde y hacia las paredes; el modelo computacional la determina a partir de la correlación semiempírica de *Woschni* [14]. La temperatura en el *IVC* se tomó como variable paramétrica.

La fracción másica en cada una de las zonas se determinó a partir de una simulación *CFD 2D* axisimétrica utilizando *ANSYS Fluent* [49] y siguiendo el procedimiento reportado en [31], para una composición de 80 % H_2 - 20 % CO , un dosado relativo de 0.28 y una presión y temperatura en el *IVC* de 1 bar y 497.93 K, respectivamente. Los porcentajes para el área de transferencia de calor externa (*ATCE*) son iguales a los repor-

3 Metodología

tados para el *EHT3* en [31]. Los perfiles de temperatura para un punto de simulación en particular son determinados por el modelo al solucionar la ecuación de energía para cada una de las zonas en función de los parámetros geométricos y de operación del motor y de las propiedades termo-químicas de la mezcla. El valor utilizado para el *ESCA* (*Energy switch crank angle*), por sus siglas en inglés, es igual al ángulo de inicio de la simulación (*IVC*).

4 Resultados y análisis

4.1. Simulaciones de una zona

El intervalo de ángulo de giro de cigüeñal en el cual se debe dar la autoignición de la mezcla aire-combustible admitida y que garantiza la operación estable de un motor *HCCI* es estrecho, si lo comparamos con los modos de combustión tradicionales, y según la literatura debe estar entre 0 y 5 °CA aTDC [31]. El efecto de la variación de la temperatura en el *IVC* y del dosado relativo sobre la autoignición de la mezcla de reactivos se muestra en la Figura 4.1. Tanto la temperatura en el *IVC* como el dosado relativo tienen un efecto directo sobre el ángulo de giro de cigüeñal en el que se genera la autoignición de la mezcla admitida. En la Figura 4.2 se muestra el efecto conjunto de la temperatura en el *IVC* y del dosado relativo sobre el ángulo de giro de cigüeñal donde se genera la autoignición de la mezcla admitida (punto máximo de concentración del H_2O_2).

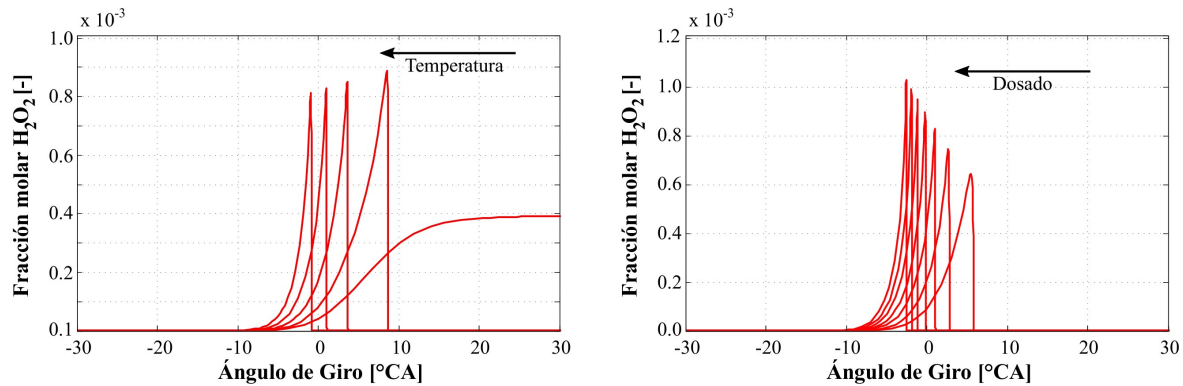


Figura 4.1: Efecto de la temperatura en el *IVC* y del dosado relativo en la ignición de la mezcla de reactivos (punto máximo de H_2O_2). Composición 80 % H_2 - 20 % CO y $P_{IVC} = 1$ bar. Izquierda: Dosado relativo de 0.30 y temperatura en el *IVC* de 172 °C, 177 °C, 172 °C, 187 °C y 192 °C. Derecha: Temperatura en el *IVC* de 187 °C y dosado relativo de 0.20, 0.25, 0.30, 0.35, 0.40, 0.45 y 0.50.

Vemos que para un valor de dosado relativo constante, Figura 4.1 izquierda, un aumento en la temperatura en el *IVC* genera un adelanto del ángulo de giro del cigüeñal donde

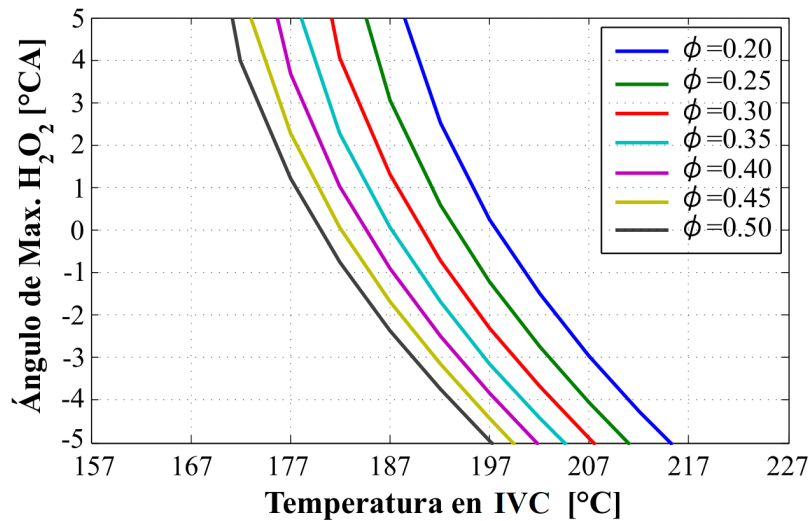


Figura 4.2: Punto máximo de H_2O_2 en función de la temperatura en el *IVC* para todos los valores de dosado relativo evaluados. Composición 80% H_2 - 20% CO y $P_{IVC} = 1 \text{ bar}$.

se da la autoignición de la mezcla de reactivos, este efecto es más significativo conforme la temperatura en el *IVC* se hace menor; esto es, la variación en un grado *Celsius* de la temperatura en la admisión tiene más efectos sobre el ángulo donde se da la autoignición después del *TDC* que antes de este, ver Figura 4.2. Por otro lado, para un valor de temperatura en el *IVC* constante, ver Figura 4.1 derecha, un aumento en el dosado relativo genera un adelanto del momento de la ignición; este comportamiento se hace menos significativo conforme el dosado relativo se hace más rico. Lo anterior nos permite decir que el control de la ignición se hace más estrecho en condiciones que generan combustión adelantada que en combustión retrasada, ver Figura 4.2. El rango de temperaturas en el *IVC* que generan la autoignición de la mezcla en el rango de operación estable para un dosado relativo constante es de 25 °C aproximadamente.

El efecto de la variación en la temperatura en el *IVC* y la composición del combustible sobre el momento de la ignición se presenta en la Figura 4.3. Para un valor de dosado relativo constante e igual a 0.30 y un valor de temperatura en el *IVC* constante, una disminución del porcentaje de hidrógeno en el combustible genera un retraso en la autoignición de la mezcla, ver Sección 2.3; de igual manera, una disminución del porcentaje de hidrógeno en el combustible genera mayores requerimientos de temperatura en el *IVC* si se quiere mantener el mismo valor de ángulo de giro de cigüeñal donde se da la autoignición; este comportamiento se hace más significativo conforme el porcentaje de hidrógeno en la mezcla se hace menor.

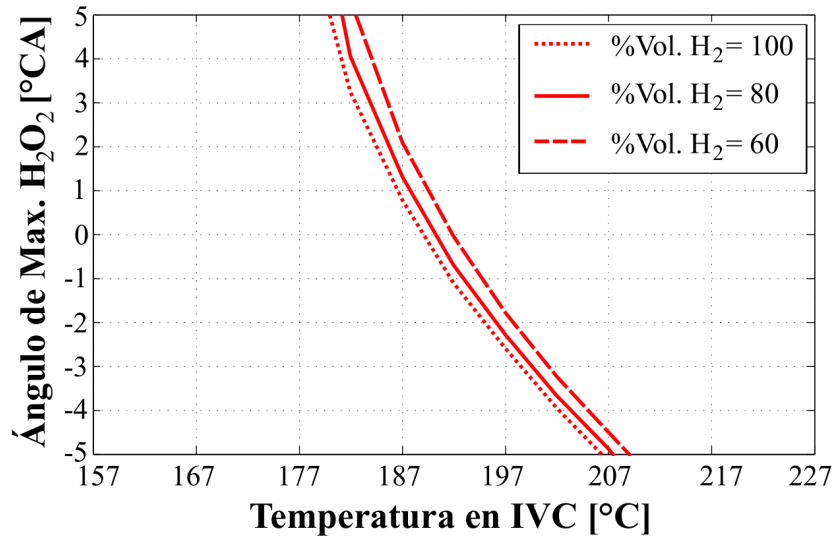


Figura 4.3: Variación del punto máximo de H_2O_2 en función de la temperatura en el *IVC* para diferentes porcentajes de hidrógeno en el combustible. Dosado relativo de 0.30 y $P_{IVC} = 1$ bar.

La Figura 4.4 muestra el efecto de la variación de la temperatura y de la presión en el *IVC* sobre el momento de la autoignición de la mezcla admitida. Para un valor de temperatura en el *IVC* constante, un aumento en la presión en el *IVC* genera un adelanto del ángulo donde se da la autoignición de la mezcla; de igual manera, un aumento en la presión en el *IVC* genera una disminución de los requerimientos de temperatura en el *IVC* si se quiere mantener el mismo valor de ángulo de giro de cigüeñal en donde se da la autoignición.

Se espera que las simulaciones de una zona ayuden a entender los efectos de la variación en las condiciones de operación del motor y a aproximar las condiciones temperatura en el *IVC* que generan la autoignición de la mezcla admitida para diferentes dosados relativos y composiciones del gas de síntesis. Ya que el modelo cero dimensional de una zona no tiene en cuenta las pérdidas por “*crevices*” y de la estratificación térmica y másica de la mezcla admitida, tiende a subestimar las condiciones de temperatura y presión en la admisión, así como las de dosado relativo que generan las condiciones de autoignición de la mezcla en condiciones reales, por lo que estos valores se tomaron solo como referencia en la fase experimental del trabajo.

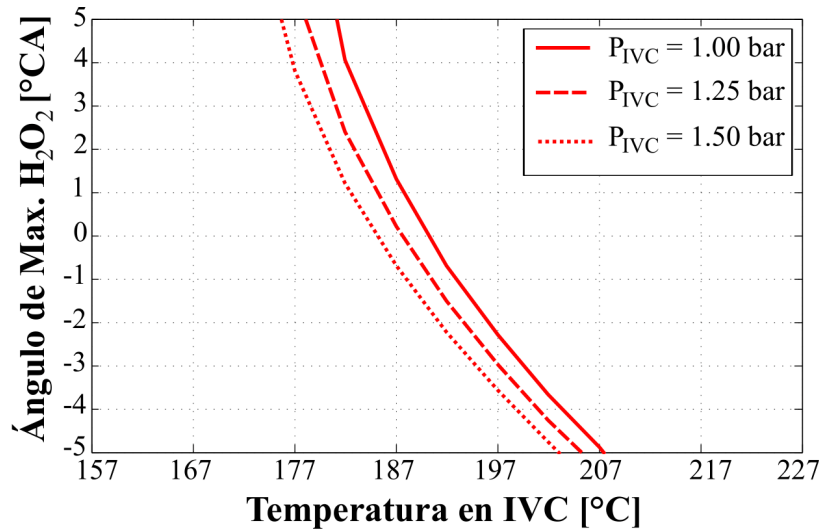


Figura 4.4: Variación del punto máximo de H_2O_2 en función de la temperatura en el IVC para diferentes valores de presión en el IVC. Composición 80 % H_2 - 20 % CO y un dosado relativo de 0.30.

4.2. Resultados experimentales

4.2.1. Hidrógeno

La operación del motor al utilizar hidrógeno se vio restringida a pocos puntos debido a la dificultad de controlar el flujo de combustible con las válvulas de presión con regulación manual y a la limitación del sistema de control de la temperatura en la admisión para responder rápidamente a las variaciones de temperatura deseadas. Inicialmente se fijó un dosado relativo constante igual a 0.20, este valor se corrigió posteriormente con la medición de oxígeno en los gases de escape (metodología reportada en la sección 4.9.2 de [14]), y se incrementó la temperatura de admisión hasta generar el fenómeno de combustión *HCII*, como el desprendimiento de la curva de presión con combustión se notaba adelanto con relación al *TDC* se procedió a disminuir la temperatura en la admisión con el ánimo de desplazar la curva de presión a la derecha y obtener mayores niveles de *IMEP*; esta disminución de temperatura en la admisión generaba una pérdida del fenómeno la cual debía ser compensada con un aumento en el dosado relativo, este procedimiento se repitió otras cinco (5) veces hasta que se encontró un valor de temperatura en la admisión y de dosado relativo en los que se generaban altos picos de presión en la cámara de combustión, valores altos de temperatura en los gases de escape y altos niveles de ruido (*ringing*). La medición de la eficiencia de combustión y de emisiones contaminantes no fue posible debido a la ausencia de un equipo con la capacidad de medir la concentración de hidrógeno en los

gases de escape, estas medidas se reportan de manera indirecta en las gráficas de eficiencia térmica indicada y de liberación de calor (*CHR*). En la Figura 4.5 se presentan las curvas de presión promedio en cámara experimentales para todas las condiciones de temperatura en la admisión y dosado relativo en las que se pudo obtener el fenómeno de combustión *HCCI* utilizando hidrógeno como combustible. Se lograron presiones máximas entre 32 bar y 40 bar.

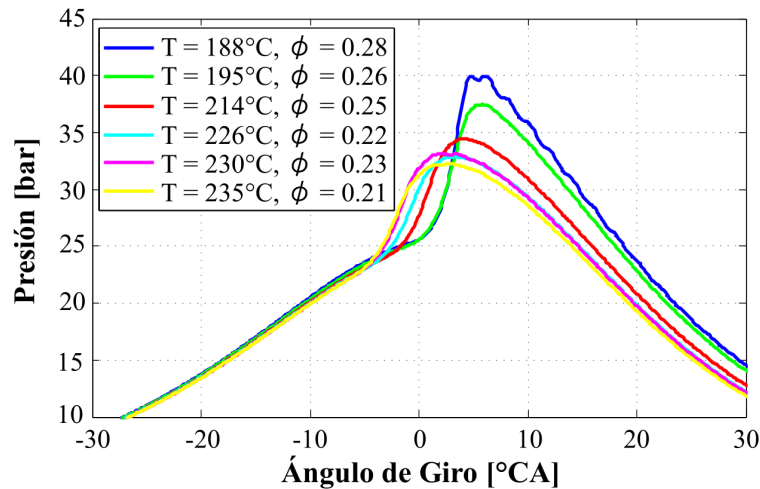


Figura 4.5: Curvas de presión en cámara promedio para diferentes condiciones de temperatura en la admisión y dosado relativo. Composición 100 % Hidrógeno y $P_{adm} = 0.84$ bar.

Lo primero que se nota en este estudio con relación a los reportados en la Sección 2.4 es que los valores de temperatura en la admisión que generan la obtención del fenómeno de combustión *HCCI* son, en promedio, 100 °C superiores; lo que se traduce en pérdidas del rendimiento volumétrico, de la densidad energética (*ED*), de la presión media indicada neta (*IMEP_n*) y de la eficiencia térmica indicada neta (*ITE_n*). En la Figura 4.6 izquierda, se muestra la variación de la presión en cámara para 25 ciclos de operación del motor en un punto de operación con temperatura de admisión igual a 188 °C y un dosado relativo de 0.28. De los seis (6) puntos experimentales obtenidos, dos (2) presentan rizado de la curva de presión en la carrera de expansión, lo cual se asocia a la presencia de *ringing* en algunos de los ciclos de operación, ver Figura 4.6 derecha. Estos dos puntos, con temperatura de admisión y dosado relativo de 188 °C y 0.28 y 195 °C y 0.26 respectivamente, no podrán ser estudiados a partir de un diagnóstico termodinámico de la combustión puesto que la consideración de presión homogénea en la cámara de combustión no es aplicable. Los cuatro puntos restantes, aunque con un inicio de la combustión adelantado con relación al *TDC*, tienen un comportamiento típico de la curva de presión y se analizarán con mayor

4 Resultados y análisis

detalle más adelante.

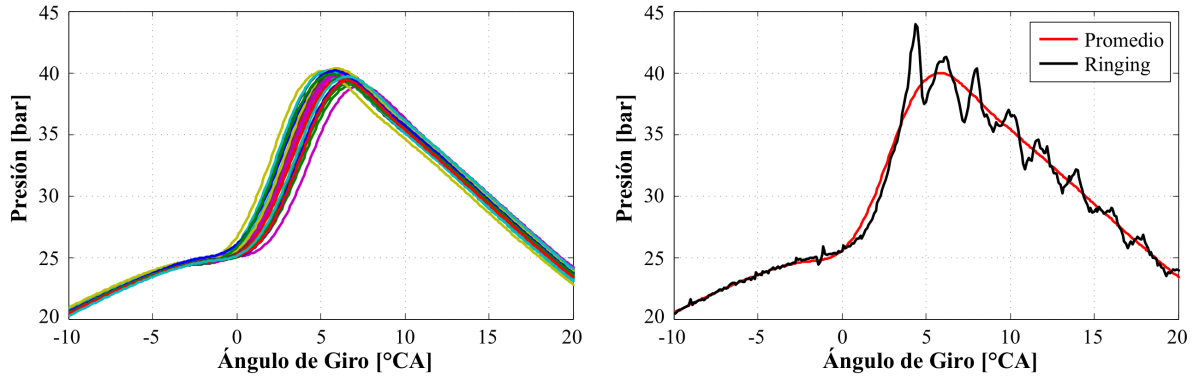


Figura 4.6: Límites de operación experimentales. Izquierda: Variación en la presión ciclo a ciclo en la cámara de combustión. Derecha: Curva de presión promedio y curva de presión con presencia *ringing*. $T_{adm} = 188\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $\phi = 0.28$.

La estabilidad del motor en cada punto de operación se relaciona con los valores correspondientes para el coeficiente de variación de la *IMEP* ($COV - IMEP$) y de la *intensidad de ringing* (RI); la Figura 4.7 muestra una tendencia opuesta entre los límites de operación del motor con relación al dosado relativo y la temperatura de admisión de cada punto evaluado. El coeficiente de variación crece con menores dosados relativos y mayores temperaturas de admisión (menor densidad energética de la mezcla admitida), mientras que bajo estas mismas condiciones la RI se hace menor. En general, todos los puntos de operación tienen un $COV - IMEP$ inferior a 10%, lo que está dentro del rango permisible para motores estacionarios [26]. Se obtuvieron puntos de operación con valores de RI superiores $5\text{ MW}/\text{m}^2$, valores que están por fuera del límite recomendado en la literatura [17].

En vista de que no fue posible construir un comparativo del efecto de la variación de la temperatura de admisión para un dosado relativo constante y del efecto de la variación del dosado relativo para una temperatura en la admisión constante, los resultados que se presentan a continuación se analizarán en función de la densidad energética de la mezcla admitida, la cual es función de la temperatura en la admisión y del dosado relativo, ver Sección 1.3. Dos de los principales parámetros de rendimiento de un motor son la presión media indicada neta ($IMEP_n$) y la eficiencia térmica indicada neta ($ITEN$), la importancia de estos parámetros es que permiten la comparación entre *ICE* de diferentes tamaños y tecnologías. Tanto la $IMEP_n$ como la $ITEN$ están relacionadas con otros parámetros de operación del motor como la densidad energética de la mezcla admitida y la fracción de gases recirculados (RGF) y, dependen del ángulo de inicio de la combustión (CA_{10}), ver Sección 2.2.2. Como se puede ver en la Figura 4.8, a menor temperatura en la admisión y

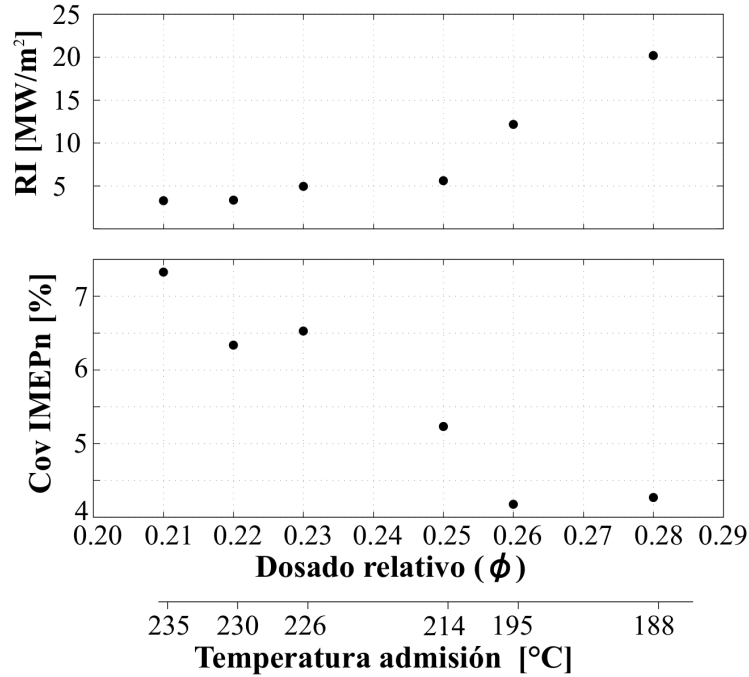


Figura 4.7: Parámetros de estabilidad para diferentes condiciones de temperatura en la admisión y dosado relativo. Composición 100 % Hidrógeno y $P_{adm} = 0.84 \text{ bar}$.

mayor dosado relativo la densidad energética del ciclo aumenta, mientras que la cantidad de gases recirculados disminuye, esto genera una mayor disponibilidad de energía dentro de la cámara de combustión que, sumada al inicio de la combustión en los primeros instantes de la carrera de expansión, garantiza una mayor tasa de transformación de la energía ingresada en trabajo útil. La $IMEP_n$ máxima lograda fue de 1.75 bar , que en comparación con las reportadas en [23], [24] y [26] es entre un 20% y un 40% inferior. Por otro lado, la $ITEn$ máxima alcanzada fue de 34.5%, superior a lo reportado en [23] y [26] pero inferior a lo reportado por [24] y [25]. La pérdida en la $IMEP_n$ y la $ITEn$ con bajos dosados relativos y altas temperaturas de admisión está directamente relacionada con la disminución en la densidad energética del ciclo, el aumento en el porcentaje de gases recirculados y a la ocurrencia de la del inicio de la combustión en la carrera de compresión, tal como se verá mas adelante.

Una de las características de la combustión $HCCI$ son las bajas temperaturas generadas en la cámara de combustión. Estas temperaturas son las que aseguran una baja producción de óxidos de nitrógeno (NO_x) en los gases de escape, pero a su vez son responsables de la mayoría de emisiones de combustible sin quemar y de monóxido de carbono. En la

4 Resultados y análisis

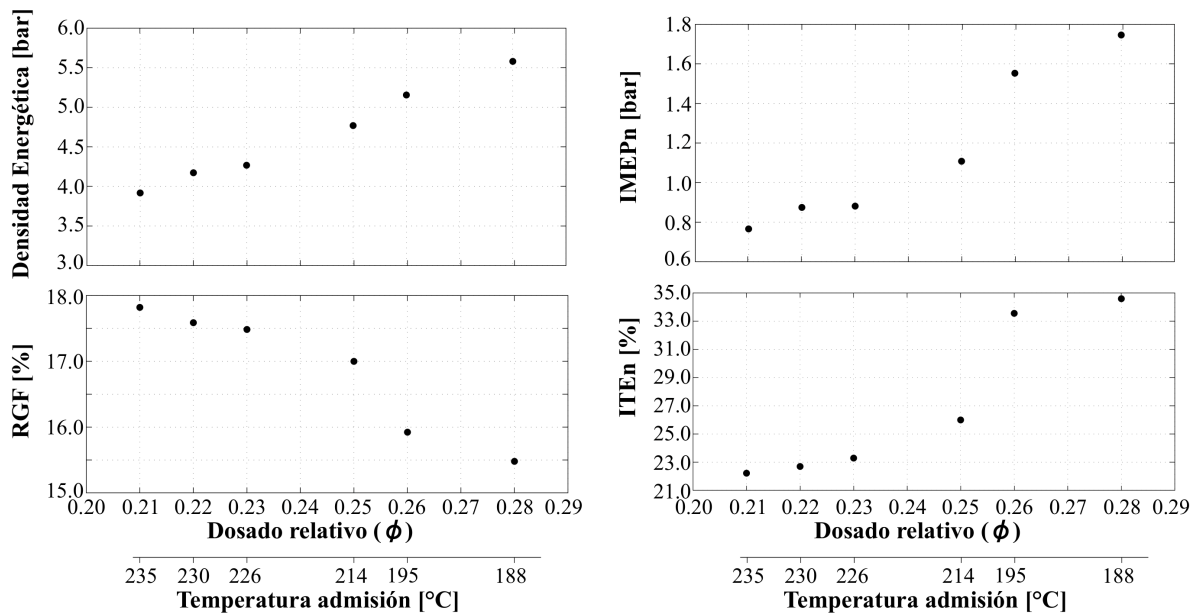


Figura 4.8: Densidad energética, fracción de gases recirculados (RGF), presión media indicada neta ($IMEP_n$) y eficiencia térmica indicada neta (ITE_n) en función del dosado relativo (ϕ) y la temperatura de admisión (T_{adm}). Composición 100 % Hidrógeno y $P_{adm} = 0.84$ bar.

Figura 4.9 se muestran los perfiles de temperatura en la cámara de combustión para los cuatro puntos en los que fue posible realizar un diagnóstico termodinámico de la combustión. Como se puede ver, los valores máximos de temperatura alcanzados rondan los 1400 K, el valor máximo (1411 K) se da para una temperatura de admisión de 214 °C y un dosado relativo de 0.25, el valor mínimo (1363 K) se da para una temperatura en la admisión de 230 °C y un dosado relativo de 0.22. La temperatura máxima depende de la densidad energética de la mezcla admitida. En esta misma figura también se ve que el intervalo de temperatura en el que se genera la ignición de la mezcla (900 °C a 1000 °C) coincide con los reportados en la literatura, ver Sección 3.1, y con los reportados en [23] y [24].

En la Figura 4.10 se muestran los perfiles de tasa de liberación de calor (HRR) y fracción de calor liberado (CHR) para los cuatro puntos evaluados. Se alcanzaron valores máximos para la HRR de 18 J/°CA, inferiores a los reportados en [23]; el valor máximo de la HRR aumenta a mayores valores de la densidad energética de la mezcla admitida y sufre un desplazamiento a la izquierda del TDC influenciado por el aumento en la temperatura de admisión. La ausencia de una medida de la cantidad de hidrógeno en los gases de escape

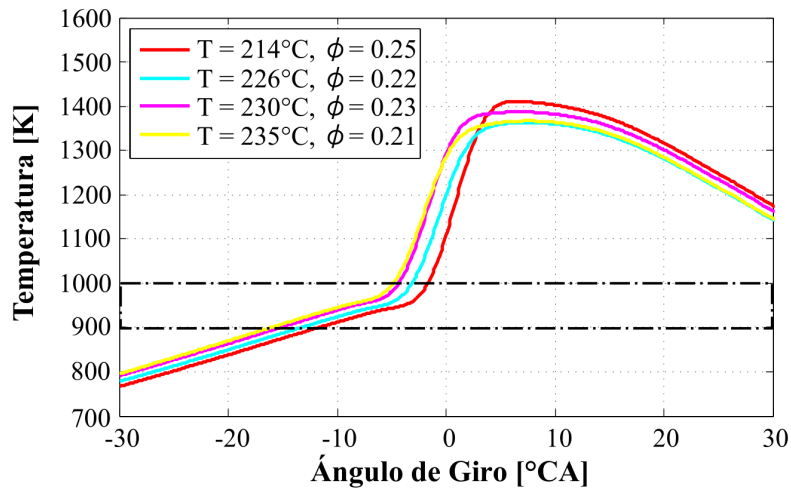


Figura 4.9: Perfiles de temperatura de combustión para diferentes condiciones de temperatura en la admisión y dosado relativo. Composición 100 % Hidrógeno y $P_{adm} = 0.84 \text{ bar}$.

no permite estimar de manera directa la eficiencia de combustión del punto de operación; la eficiencia de combustión se puede estimar de manera indirecta a partir de la curva de fracción de calor liberado real (*CHR*). En la Figura 4.10 derecha se muestra el perfil de fracción de calor liberado real y normalizado para los cuatro puntos de operación; en general, la fracción de calor liberado máxima ronda el 75 %, lo que indica una pérdida de energía por combustión incompleta, por “crevices” y por fugas al cárter, cercana a un 25 %. Esta pérdida de eficiencia puede ser explicada por la presencia de combustible en las zonas más frías de la cámara de combustión, a los altos niveles de gases recirculados (producto de los altos valores del cruce de válvulas y el bajo régimen de giro), a la alta conductividad térmica del hidrógeno y al pobre aprovechamiento de la carrera de expansión por culpa de la apertura temprana de la válvula de escape en la carrera de expansión.

Complementando el análisis presentado hasta el momento, en la Figura 4.11 se muestran los valores de inicio (*CA10*), centrado (*CA50*) y duración de la combustión (*CA90-CA10*). Se ve que, para los cuatro puntos de operación la ignición se ubica en ángulos de giro de cigüeñal anteriores al *TDC*, lo que puede explicar la pérdida de eficiencia de estos puntos con relación a los dos que no es posible diagnosticar pero que aparentemente tienen un *CA10* retrasado con relación al *TDC*, ver Figura 4.5; exceptuando el punto de operación con dosado relativo de 0.23 y temperatura en la admisión de 226 °C, el inicio de la combustión tiende a adelantarse con el aumento de la temperatura de la mezcla admitida, lo mismo ocurre con el *CA50*, tendencias que coinciden con las reportadas en [23] y [24].

4 Resultados y análisis

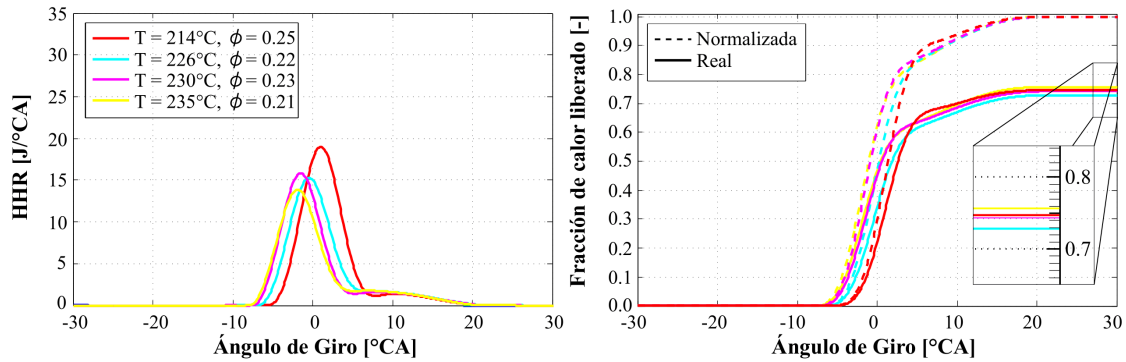


Figura 4.10: Tasa de liberación de calor (HRR) y fracción de calor liberado real y normalizado (CHR) para diferentes condiciones de temperatura en la admisión y dosado relativo. Composición 100 % Hidrógeno y $P_{adm} = 0.84 \text{ bar}$.

La duración de la combustión se hace menor conforme el dosado relativo aumenta, la máxima duración de la combustión es de $13.3 \text{ }^\circ\text{CA}$, la cual es inferior a las reportadas para otros modos de combustión en ICE y coincide con otros trabajos en los que se ha utilizado hidrógeno como combustible en motores $HCCI$ ([23] y [24]).

4.2.2. Gas de síntesis

La operación del motor al utilizar una mezcla de gas de síntesis compuesta por 80 % H_2 y 20 % CO presentó las mismas limitaciones de operación y control comentadas anteriormente. A diferencia de las pruebas con hidrógeno, al utilizar gas de síntesis se lograron obtener mayor cantidad de puntos experimentales pudiéndose estudiar el fenómeno en cuatro niveles de temperatura en la admisión y por los menos dos puntos de dosado relativo por cada nivel de temperatura. Las curvas de presión en cámara para cada uno de los niveles de temperatura y de dosado relativo se presentan en la Figura 4.12. Se logró la operación del motor con temperaturas de admisión de $200 \text{ }^\circ\text{C}$, $210 \text{ }^\circ\text{C}$, $220 \text{ }^\circ\text{C}$ y $230 \text{ }^\circ\text{C}$. Se obtuvieron dosados relativos entre 0.17 y 0.33, los cuales son similares a los reportados en [24], [25] y [26]. En la Figura 4.12 se ve que, para una temperatura de admisión constante, el aumento del dosado relativo ocasiona un desplazamiento de la curva de presión hacia la izquierda; para todos los valores de temperatura de admisión el máximo valor de dosado relativo que se logró fue limitado por la presencia de un rizado en la curva de presión en la fase de expansión el cual es asociado a la ocurrencia de *ringing*. Los valores mínimos de dosado relativo obtenidos se limitaron por la ausencia del fenómeno de combustión o encendido parcial de la mezcla.

La estabilidad en la operación del motor se determinó a partir del coeficiente de varia-

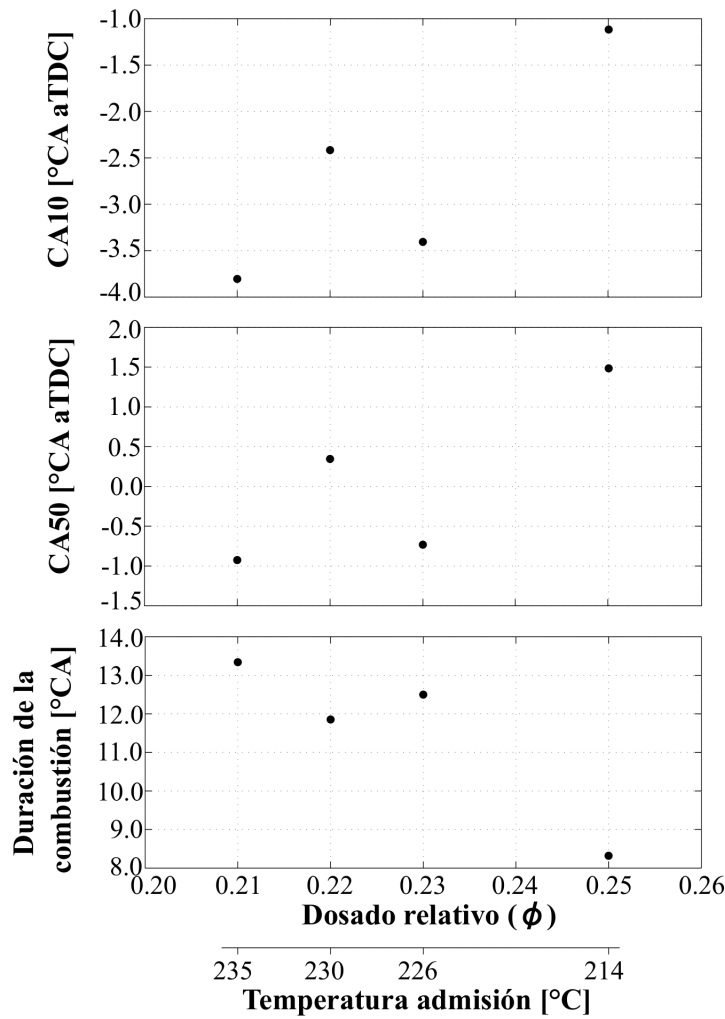


Figura 4.11: Inicio (CA_{10}), centrado (CA_{50}) y duración ($CA_{90} - CA_{10}$) de la combustión en función del dosado relativo (ϕ) y la temperatura de admisión (T_{adm}). Composición 100 % Hidrógeno y $P_{adm} = 0.84$ bar.

ción de la $IMEP$ y la *intensidad de ringing*. La Figura 4.13 muestra el comportamiento del $COV - IMEP$ y de la RI en función del dosado relativo para los cuatro niveles de temperatura evaluados. En términos generales, la disminución de la temperatura en la admisión genera una disminución en el coeficiente de variación de la $IMEP$; para los puntos con RI inferior a 5 MW/m^2 y una temperatura de admisión constante, el aumento del dosado relativo genera una disminución de la variación de la $IMEP$ (curvas para temperatura de admisión de $220 \text{ }^\circ\text{C}$, $230 \text{ }^\circ\text{C}$). Cuando para una curva de temperatura constante existe

4 Resultados y análisis

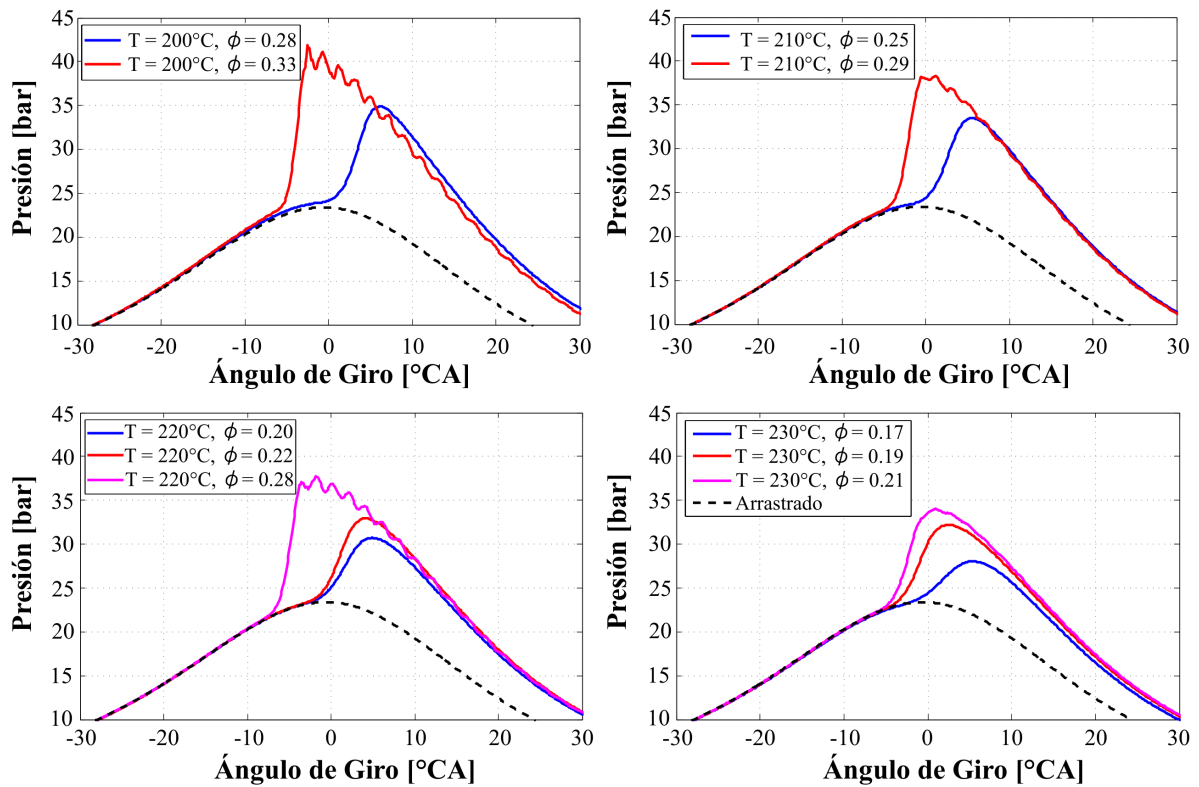


Figura 4.12: Curvas de presión en cámara promedio para diferentes condiciones de temperatura en la admisión y dosado relativo. Composición 80% H_2 - 20% CO y $P_{adm} = 0.84 \text{ bar}$.

un valor de dosado relativo que genera altos valores de RI , entonces la tendencia descrita anteriormente no se cumple y se tiene que un aumento en el dosado relativo genera mayores valores del $COV - IMEP$; esto a causa de que con la presencia de *ringing* se generan variaciones en la presión de la cámara de combustión y en los valores calculados para la $IMEP$ que se traducen en aumentos aparentes del $COV - IMEP$. Lo anterior explica porqué el punto con mayor RI no es el punto con menor $COV - IMEP$, mientras que el punto con mayor $COV - IMEP$ si es el punto con menor RI . La operación estable del motor está restringida a un estrecho rango de dosados relativos y temperaturas de admisión. En la Figura 4.13, los puntos de operación que tienen un valor de RI por encima del límite no pueden ser estudiados a partir de un diagnóstico termodinámico de la combustión, pero sí pueden ser analizados a partir de sus parámetros indicados.

Los valores para la presión media indicada neta ($IMEP_n$), la eficiencia térmica indicada neta ($ITEn$), la densidad energética (ED) y el rendimiento volumétrico (η_v) para todos

4.2 Resultados experimentales

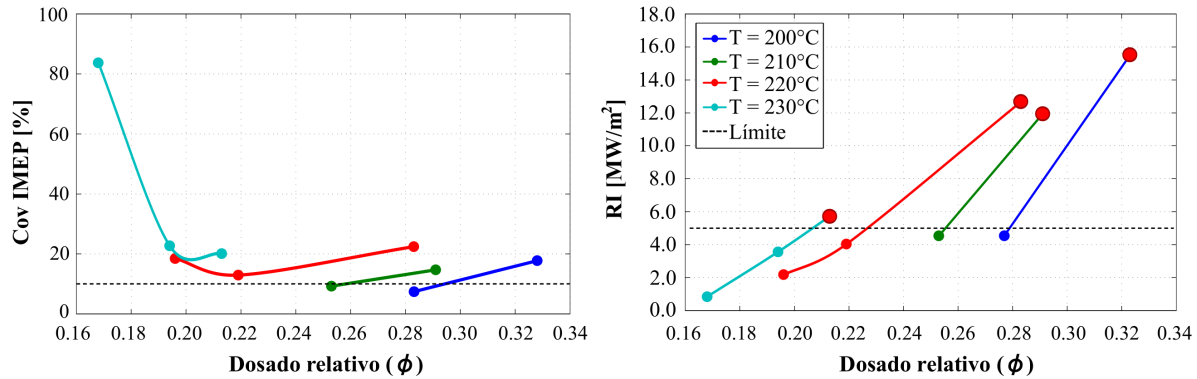


Figura 4.13: Coeficiente de variación de la $IMEP$ ($COV - IMEP$) e $Intensidad$ de Ringing (RI) para todos los valores de temperatura evaluados en función del dosado relativo. Composición 80 % H_2 - 20 % CO y $P_{adm} = 0.84$ bar.

los niveles de temperatura en la admisión en función del dosado relativo se presentan en la Figura 4.14. La $IMEP_n$ y la $ITEn$ tienen un comportamiento opuesto al $COV - IMEP$ y es que, en términos generales, ambos aumentan cuando la temperatura de admisión disminuye; para los puntos con *intensidad de ringing* inferior a 5 MW/m^2 y una temperatura de admisión constante se ve que a mayor dosado relativo mayor el valor de $IMEP_n$ y de $ITEn$. Cuando para una curva de temperatura constante existe un valor de dosado relativo que genera altos valores de RI , se ve que este punto está relacionado con un adelanto del inicio de la combustión (desplazamiento de la curva a la izquierda del TDC , ver Figura 4.12), lo que genera una disminución de la fracción de energía que se puede transformar en trabajo útil a causa de que el aumento en la presión de la cámara de combustión producto de la reacción de la mezcla admitida es contrarrestado por el desplazamiento ascendente del pistón en la carrera de compresión, lo que ocasiona altos valores de la presión en cámara pero bajas $IMEP_n$ y $ITEn$. Los máximos valores de la $IMEP_n$ y de la $ITEn$ son cercanos a 0.8 bar y 16% , respectivamente; lo que es muy inferior a lo reportado en [23] y [24]. En comparación con los niveles logrados con hidrógeno se tiene una pérdida en la $IMEP_n$ y en la $ITEn$ de 1 bar y 20% , respectivamente.

Por otro lado, existe un incremento en la densidad energética de la mezcla admitida con el uso de mayores dosados relativos que es inversamente proporcional al aumento en la temperatura de admisión, ver Figura 4.14 inferior izquierda. La densidad energética tiene un comportamiento opuesto al rendimiento volumétrico del ciclo, y es que, el aumento de la masa de hidrógeno admitida, a medida que aumenta el dosado relativo y disminuye la temperatura en la admisión genera un mayor desplazamiento del aire, fenómeno reportado también en [20]. Lo anterior también puede ayudar a explicar porqué existe una pérdida

4 Resultados y análisis

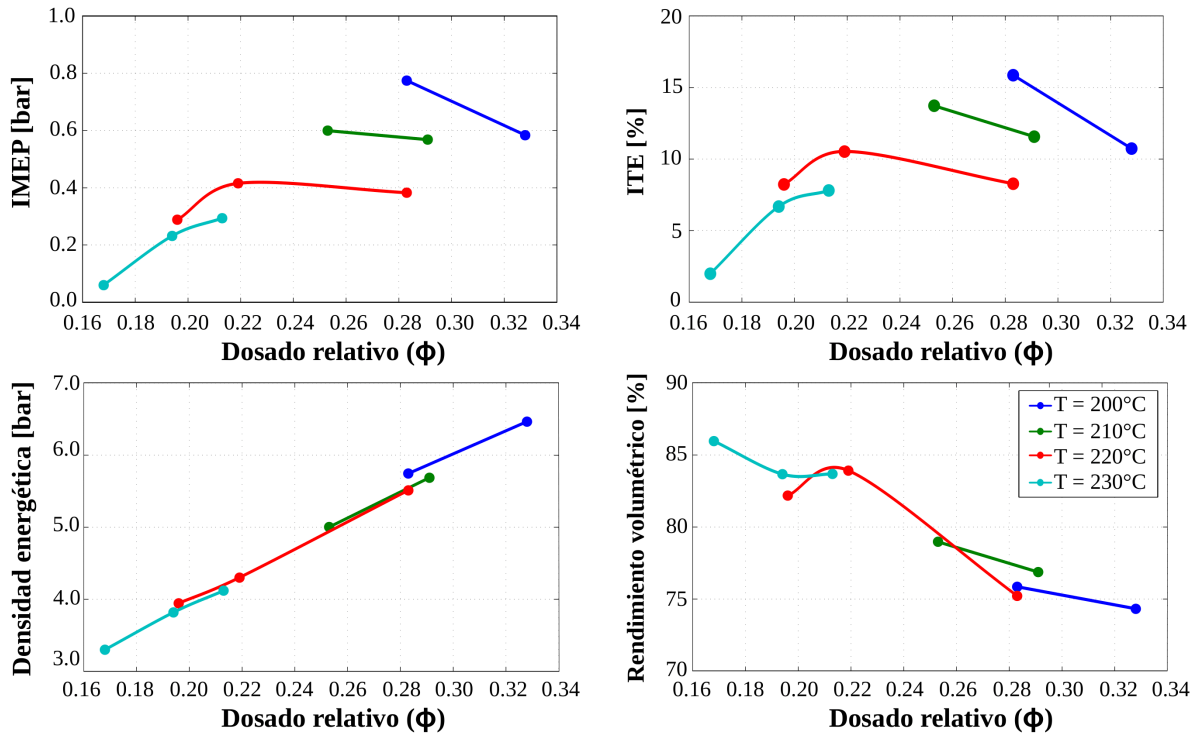


Figura 4.14: Presión media indicada neta $IMEP_n$, eficiencia térmica indicada neta ITE_n , rendimiento volumétrico y densidad energética para todos los niveles de temperatura en la admisión en función del dosado relativo. Composición 80% H_2 - 20% CO y $P_{adm} = 0.84$ bar.

en la $IMEP_n$ y en la ITE_n cuando, para una temperatura de admisión constante, existe un incremento en el dosado relativo. Con relación a lo anterior se puede decir que el aumento en la densidad energética de la mezcla admitida no se traduce en aumentos de la eficiencia de transformación energética ya que en este estudio no se tuvo control directo del ángulo de inicio y centrado de la combustión.

Los perfiles de temperatura de combustión y los valores de temperatura máximos para cada una de las condiciones de temperatura en la admisión y dosado relativo en los que fue posible realizar un diagnóstico termodinámico de la combustión se presentan en la Figura 4.15. En general, la temperatura máxima de combustión aumenta con el incremento en la densidad energética de la mezcla admitida. Para una temperatura de admisión constante de 230 °C, un aumento en el dosado relativo de 0.17 a 0.19 se traduce en un incremento de 113 °C en la temperatura máxima de la cámara de combustión y un adelanto en el

inicio de la combustión, ver Figura 4.12. La máxima temperatura (1472 K) se alcanzó con un dosado relativo de 0.28 y una temperatura en la admisión de 200 °C; para un dosado relativo de 0.17 y una temperatura en la admisión de 230 °C la temperatura máxima lograda fue de 1170 K. Lo anterior concuerda con los valores y tendencias reportados en [23]. El intervalo de temperatura en el que se genera la ignición del gas de síntesis concuerda con lo reportado en la literatura, ver Sección 3.1, y está comprendido entre 900°C y 1000°C.

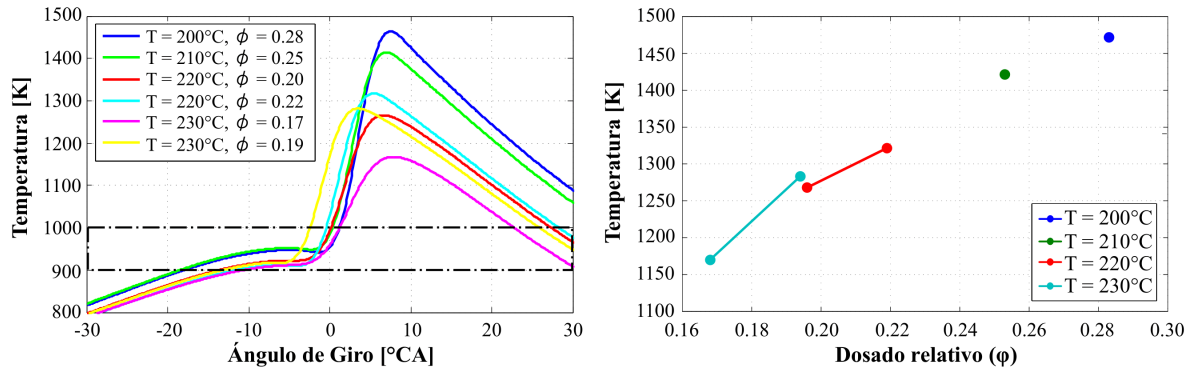


Figura 4.15: Izquierda: Perfiles de temperatura de combustión para diferentes condiciones de temperatura en la admisión y dosado relativo. Derecha: Temperaturas de combustión máxima para diferentes condiciones de temperatura en la admisión y dosado relativo. Composición 80 % H_2 - 20 % CO y $P_{adm} = 0.84$ bar.

Los perfiles de tasa de liberación de calor (HRR) y fracción de calor liberado real y normalizado (CHR) para cada una de las condiciones de temperatura en la admisión y dosado relativo se muestran en la Figura 4.16. El valor máximo para la HRR fue cercano a 25 $J/^\circ CA$ para un punto de operación con temperatura en la admisión de 200 °C y un dosado relativo de 0.28; el pico máximo de HRR se hace mayor a medida que aumenta la densidad energética de la mezcla admitida, el desplazamiento del punto máximo de HRR a medida que aumenta la temperatura de admisión se debe a que se alcanza más rápido la temperatura de autoignición en el ciclo. Para una temperatura de admisión constante, el aumento en el dosado relativo genera un aumento del pico máximo de HRR y un desplazamiento a la izquierda de este. Aunque fue posible la medición del monóxido de carbono en los gases de escape, la estimación real de la eficiencia de combustión no fue posible debido a la imposibilidad de medir la concentración del hidrógeno (H_2). Una forma de aproximar la eficiencia de transformación energética (química-térmica) es a través de los perfiles de liberación de calor real, ver Figura 4.16 derecha. Los valores máximos para la CHR tienen el mismo comportamiento que para HRR . El valor máximo para

4 Resultados y análisis

la CHR real fue de 68% para un punto de operación con temperatura en la admisión de 200 °C y un dosado relativo de 0.28. La disminución en la densidad energética de la mezcla admitida (mayor temperatura en la admisión y menor dosado relativo) genera una menor disponibilidad de energía y menores temperaturas de combustión, lo que se traduce en pérdidas de energía por combustión incompleta del combustible admitido. El desplazamiento de la fase de combustión a la derecha del TDC genera una mayor pérdida de energía por combustión incompleta debido al aumento del volumen de la cámara de combustión. La “eficiencia de combustión” para el gas de síntesis es entre 7 y 22 puntos porcentuales inferior a la lograda con el hidrógeno.

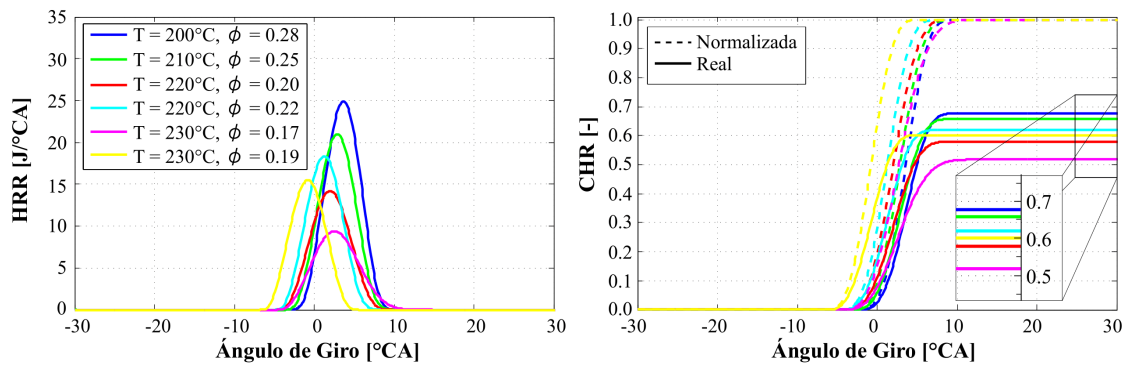


Figura 4.16: Tasa de liberación de calor (HRR) y fracción de calor liberado normalizado ($NCHR$) para diferentes condiciones de temperatura en la admisión y dosado relativo. Composición 80% H_2 - 20% CO y $P_{adm} = 0.84$ bar.

En la Figura 4.17 se muestran los valores para el inicio ($CA10$), centrado ($CA50$) y duración ($CA90 - CA10$) de la combustión para cada una de las condiciones de temperatura en la admisión y dosado relativo en los que fue posible hacer un análisis termodinámico de la combustión. En términos generales, se nota un retraso del inicio de la combustión con relación al TDC cuando la temperatura en la admisión disminuye; para un punto con temperatura de admisión constante, un aumento en el dosado relativo genera un adelanto del inicio de la combustión. Lo mismo ocurre para el centrado de la combustión; se tienen valores del $CA50$ dentro del rango óptimo sugerido en [17]. El retraso del inicio y el centrado de la combustión está relacionado con un aumento en la $IMEP_n$ y en la $ITEn$ a causa de que se aprovecha mejor la energía liberada por la combustión de la mezcla admitida. Para una temperatura de admisión constante, el aumento del dosado relativo genera un adelanto del centrado de la combustión; aunque para los puntos evaluados esto no se traduce en una pérdida de eficiencia (ver Figura 4.14), de continuar el aumento de dosado relativo se entraría en una zona de operación inestable en la que la mayor parte del desarrollo de la combustión se ubicaría en la carrera de compresión, lo cual se traduce en pérdidas de la $IMEP_n$ y de la $ITEn$. La duración de la combustión disminuye con el

aumento en la densidad energética de la mezcla admitida; los valores máximos de duración de la combustión son inferiores a los logrados con el hidrógeno y concuerda con lo reportado por [24].

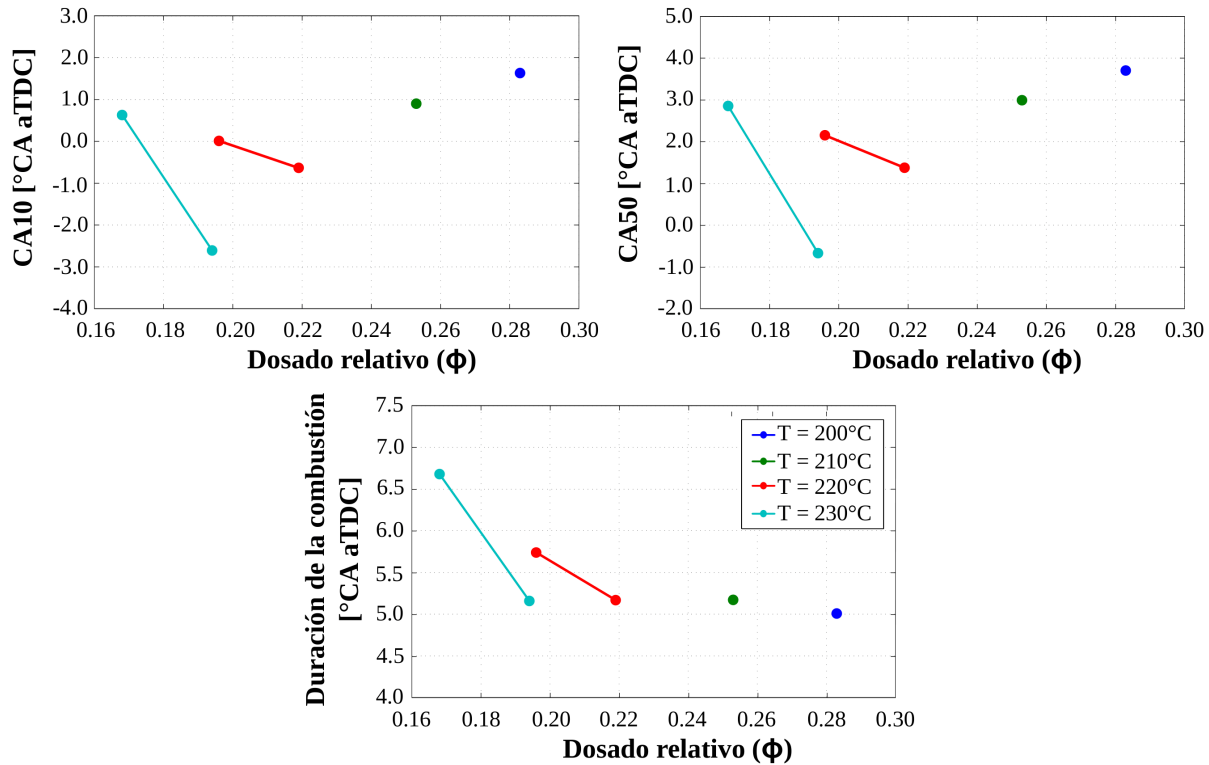


Figura 4.17: Inicio ($CA10$), centrado ($CA50$) y duración ($CA90 - CA10$) de la combustión en función del dosado relativo y de la temperatura de admisión. Composición 80% H_2 - 20% CO y $P_{adm} = 0.84$ bar.

La concentración de dióxido de carbono (CO_2) en los gases de escape esta directamente relacionada con la densidad energética de la mezcla admitida. A menor temperatura en la admisión y mayor dosado relativo, la cantidad de combustible en la cámara de combustión se hace mayor, lo que se traduce en mayores niveles de temperatura en la cámara de combustión y una mayor conversión del monóxido de carbono en CO_2 . La concentración de CO se hace mayor conforme la temperatura en la admisión aumenta y el dosado relativo disminuye (es inversa a la densidad energética). Con menores valores de dosado relativo, la cantidad de energía disponible en el ciclo es menor, lo que genera menores temperaturas de combustión, menores tasas de liberación de calor y mayores concentraciones de monóxido de carbono en los gases de escape. La concentración máxima de monóxido de carbono fue cercana a 3800 ppm, la menor de 800 ppm, las cuales son superiores a las permisibles en

4 Resultados y análisis

ICE. La concentración de óxidos de nitrógeno NO_x depende de la temperatura máxima de combustión, a menor valor de temperatura en la admisión la concentración de NO_x se hace mayor debido al aumento en la densidad energética. Para una temperatura constante, el aumento en el dosado relativo genera un incremento en la cantidad de óxidos de nitrógeno emitido. El valor máximo de óxidos de nitrógeno es de 18 *ppm*, lo cual es similar a lo reportado en [24]. Estos valores están asociados a la ocurrencia de ciclos con alta *RI*, ver Figura 4.13.

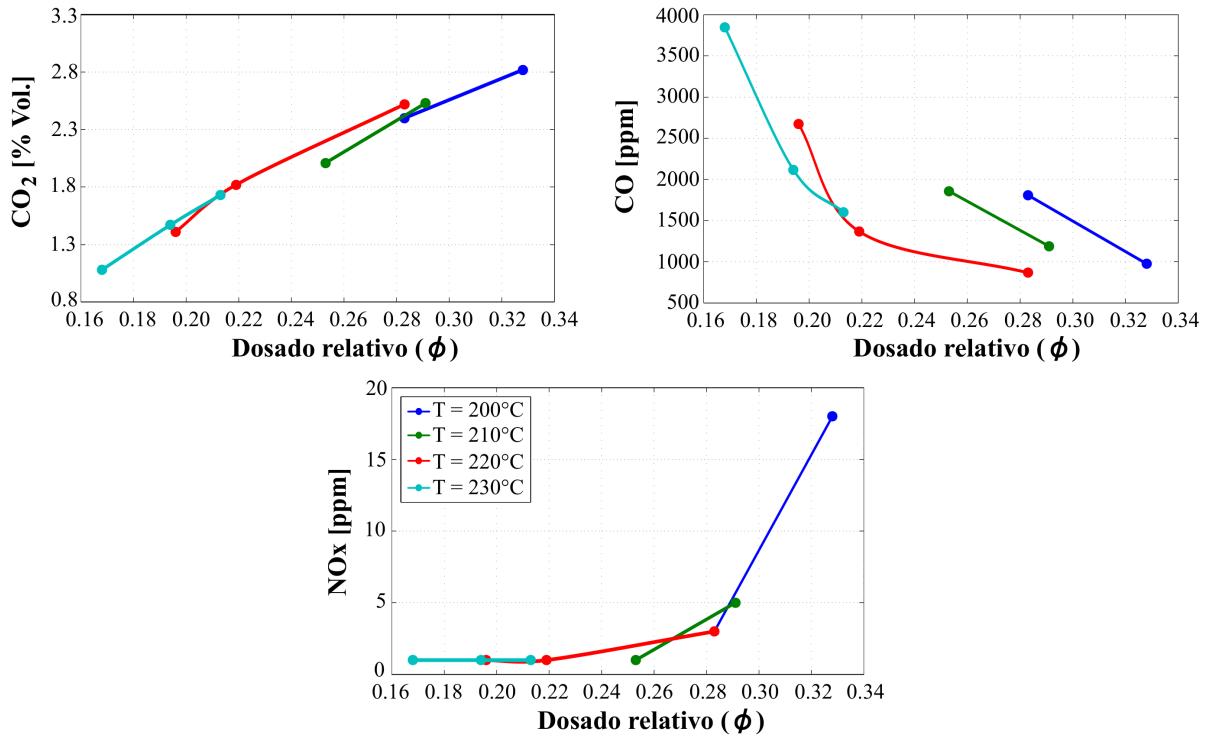


Figura 4.18: Emisiones de dióxido de carbono (CO_2), monóxido de carbono (CO) y óxidos de nitrógeno (NO_x) en función del dosado relativo para cada una de las temperaturas de admisión evaluadas. Composición 80% H_2 - 20% CO y $P_{adm} = 0.84$ bar.

La Tabla 4.1 resume los principales parámetros geométricos, de operación, de rendimiento y de emisiones obtenidos en el presente trabajo y permite su comparación con los reportados en los trabajos analizados en la Sección 2.4. Uno de los principales aspectos diferenciadores de este trabajo con relación a los reportados en la literatura son las condiciones de presión del sitio en las que se desarrolló la fase experimental. La presión de la ciudad de *Medellín* es 15 kPa, en promedio, inferior a la presión de ciudades costeras o ubicadas a baja altura sobre el nivel del mar. Como se vio en la Sección 4.1, la presión en

la admisión afecta las condiciones de temperatura en la admisión necesarias para garantizar la autoignición de la mezcla admitida; esto se debe a que con menores presiones en la admisión se tiene menores tasas de reacción y mayores retrasos en la ignición, las cuales se deben compensar con un aumento en la temperatura de admisión. El aumento en la temperatura de admisión (junto a la baja presión en la admisión) genera una disminución de la densidad energética de la mezcla admitida y del rendimiento volumétrico del motor, lo que se traduce en pérdidas en la *IMEP* y en la *ITE*.

Tabla 4.1: Comparación entre los diferentes estudios realizados en combustión *HCCI* con hidrógeno (H_2) y mezclas de gas de síntesis (H_2/CO).

| Parámetro | Estudio | | | | |
|------------------------------------|-----------------|--------------|--------------|------------------|---------------------|
| | <i>Stenlaås</i> | <i>Gomes</i> | <i>Caton</i> | <i>Bika</i> | <i>Este Trabajo</i> |
| H_2/CO [% Vol.] | 1 y 67/33 | 1 | 1 | 1, 75/25 y 50/50 | 1 y 80/20 |
| P_{atm} [kPa] | 101.325 | 101.325 | 101.325 | 101.010 | 85.320 |
| Relación de compresión | 15-20 | 17 | 16.5-20 | 21.2 | 15.6 |
| rpm | 800-1600 | 2200 | 900 | 1800 | 1800 |
| Diámetro [mm] | 120 | 100 | 82.6 | 86 | 85 |
| Carrera [mm] | 140 | 105 | 114 | 75 | 75 |
| Cilindrada [cc] | 1600 | 825 | 612 | 475 | 425.5 |
| IVC [$^{\circ}CA$ aTDC] | -167 | N.D | N.D | N.D | -115 |
| EVO [$^{\circ}CA$ aTDC] | 141 | N.D | N.D | N.D | 95 |
| Válvulas cerradas [$^{\circ}CA$] | 308 | N.D | N.D | N.D | 210 |
| Cruce de válvulas [$^{\circ}CA$] | 15 | 27 | N.D | N.D | 45 |
| T_{adm} [$^{\circ}C$] | 90-160 | 85-110 | 80 y 100 | 60-104 | 188-235 |
| Dosado relativo | 0.16-0.33 | 0.16-0.33 | 0.15-0.37 | 0.26 y 0.30 | 0.17-0.33 |
| $IMEP_{max}$ [bar] | 2.75 | 6.8 | 2.2 (gross) | 2.75 | 1.75 |
| $ITEn_{max}$ [%] | 41 | 45 | 22 (gross) | 29 | 34.5 |
| NOx [ppm] | 7 | 0.65(g/kWh) | 50 | N.D | 1-18 |
| CO [ppm] | 2600 | 0.05 (g/kWh) | N.D | N.D | 4000 |

Otro aspecto a tener en cuenta en esta comparación es que la relación de compresión (r_c) de este estudio es inferior a la del resto de los trabajos (exceptuando la reportada por *Stenlaås* y colaboradores [24]); mientras que, el régimen de giro que se utilizó es mayor que el resto de estudios e igual al utilizado por *Bika* y colaboradores [23]. El efecto de la relación de compresión y del régimen de giro sobre los niveles de temperatura en la admisión necesarios para generar la ignición (punto máximo de H_2O_2) de una mezcla de gas de síntesis se muestra en la Figura 4.19; estos resultados fueron generados a partir de un estudio numérico utilizando un modelo cero dimensional de una zona con cinética química detallada, siguiendo la misma metodología planteada en la Sección 3.1. Las simulaciones se llevaron a cabo para una composición de 80 % H_2 y 20 % CO y un dosado relativo de 0.30.

Como se puede ver en la Figura 4.19 izquierda, a menor relación de compresión, se

4 Resultados y análisis

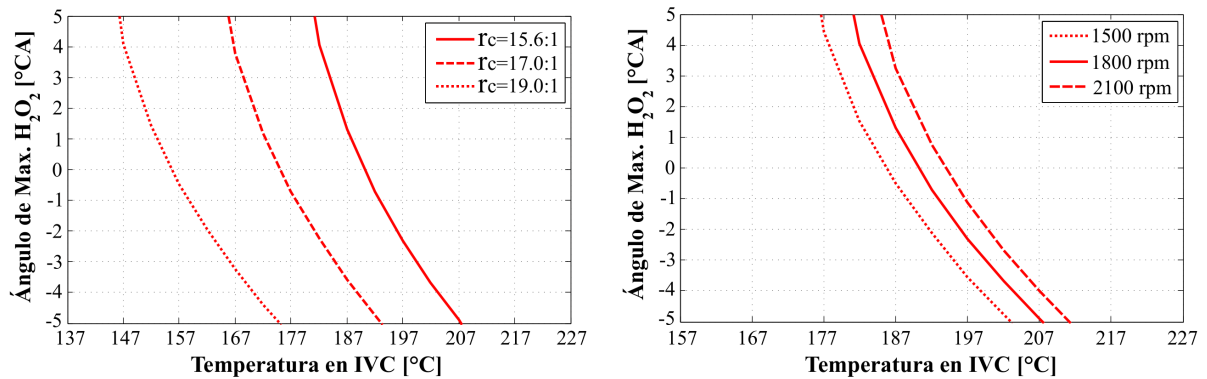


Figura 4.19: El efecto de la relación de compresión (r_c) y del régimen de giro (rpm) sobre los niveles de temperatura en la admisión necesarios para generar la autoignición (punto máximo de H_2O_2) de una mezcla de gas de síntesis. Composición 80 % H_2 y 20 % CO y dosado relativo de 0.30.

tiene un aumento en los requerimientos de temperatura en la admisión que garantizan la ignición de la mezcla admitida; un aumento en la temperatura de admisión se traduce en una disminución de la densidad energética, del rendimiento volumétrico del ciclo y de la eficiencia térmica de ciclo. Por otro lado, en la Figura 4.19 derecha se ve como a medida que aumenta el régimen de giro también aumentan los requerimientos de temperatura en la admisión para garantizar la ignición de la mezcla admitida. Lo anterior se puede evidenciar al comparar los niveles de temperatura en la admisión utilizados en este trabajo en comparación con los utilizados por los trabajos con los que se compara. En promedio, se tienen valores de la temperatura en la admisión 100 °C superiores al resto de los trabajos.

En términos de tamaño del motor, el que más se asemeja al utilizado en este trabajo es el reportado por Bika y colaboradores [23], pero en comparación con los demás trabajos se cuenta con el motor más pequeño. Un menor tamaño de motor se traduce en un aumento de las pérdidas de energía por paredes, una disminución de la eficiencia térmica del ciclo y un aumento de las emisiones de combustibles sin quemar y de monóxido de carbono. Aunque no es posible hacer un comparativo de los valores del ángulo de cierre de la válvula de admisión (IVC), del ángulo de apertura de la válvula de escape (EVO), del periodo de válvulas cerradas y del periodo de cruce de válvulas, vale la pena anotar que el reglaje del motor utilizado en este trabajo es propio de un motor estacionario para operación a un régimen de giro de 3600 rpm . La disminución en el régimen de giro a la mitad hace que el ángulo de apertura de la válvula de escape (EVO) esté demasiado adelantado en el ciclo, disminuyendo el potencial de transformación de energía térmica en trabajo útil, y que el periodo de cruce de válvulas sea mayor a lo recomendado. Por otro lado, debido

a la disminución del régimen de giro a la mitad fue necesario agregar un soplador para garantizar el flujo de aire de refrigeración necesario y evitar un recalentamiento del motor.

4.3. Combustión Retrasada

Se realizó un estudio sobre los efectos de la combustión retrasada como estrategia de incremento de los rangos de operación de un motor *HCCI* al utilizar una mezcla H_2/CO como combustible. La idea fundamental de retrasar la combustión es la de aprovechar los efectos que el aumento del volumen de la cámara de combustión (en la carrera de expansión) tiene sobre la estratificación térmica y másica de la mezcla admitida, disminuyendo las tasas de reacción y de aumento de la presión y generando mayores rangos de operación en el motor. La Figura 4.20 muestra los perfiles de presión promedio en función del dosado relativo y de la composición del combustible al variar la temperatura en el *IVC* y el dosado relativo de la mezcla aire/combustible admitida. En términos generales, al disminuir la T_{IVC} y aumentar el dosado relativo (aumento de la densidad energética) se genera un desplazamiento de la curva de presión a la derecha del *TDC*, este desplazamiento se hace más significativo a medida que la T_{IVC} se hace menor; existe un rango de temperaturas y de dosados relativos en los que el desplazamiento ocurre en conjunción con un incremento en los picos de presión máxima, cuando la combustión se desarrolla después de $5^\circ CA$ a *TDC* el pico máximo de presión empieza a disminuir. El aumento del porcentaje de *CO* para una temperatura en el *IVC* y dosado relativo constante genera mayor desplazamiento (retraso) de la curva de presión.

Recordando lo presentado en la Sección 4.1, para un dosado relativo constante se tiene que el aumento de la T_{IVC} genera un adelanto en la ignición, lo mismo ocurre cuando para una T_{IVC} constante se aumenta el dosado relativo; el adelanto de la autoignición de la mezcla admitida con el incremento en la temperatura en el *IVC* y del dosado relativo se da porque ambos generan un aumento en las tasas de reacción, por lo que las condiciones de autoignición se alcanzan antes en el ciclo. La combustión retrasada como estrategia de incremento de los rangos de operación de un motor *HCCI* se basa en una disminución de la temperatura en el *IVC* en conjunto con el incremento en el dosado relativo de la mezcla admitida. En la Figura 4.21 se muestra el ángulo de máxima concentración de H_2O_2 en función del dosado relativo y de la T_{IVC} para las tres composiciones de combustible evaluadas. Para una composición del combustible constante, a medida que aumenta el dosado relativo y disminuye la temperatura en el *IVC* (aumento de la densidad energética) se genera un retraso en la autoignición de la mezcla; este efecto se hace más significativo a medida que el ángulo de máxima concentración de H_2O_2 se aleja más del *TDC*. Para una temperatura en el *IVC* y dosado relativo constante, la disminución de la concentración de hidrógeno en el combustible genera un mayor retraso de la ignición.

4 Resultados y análisis

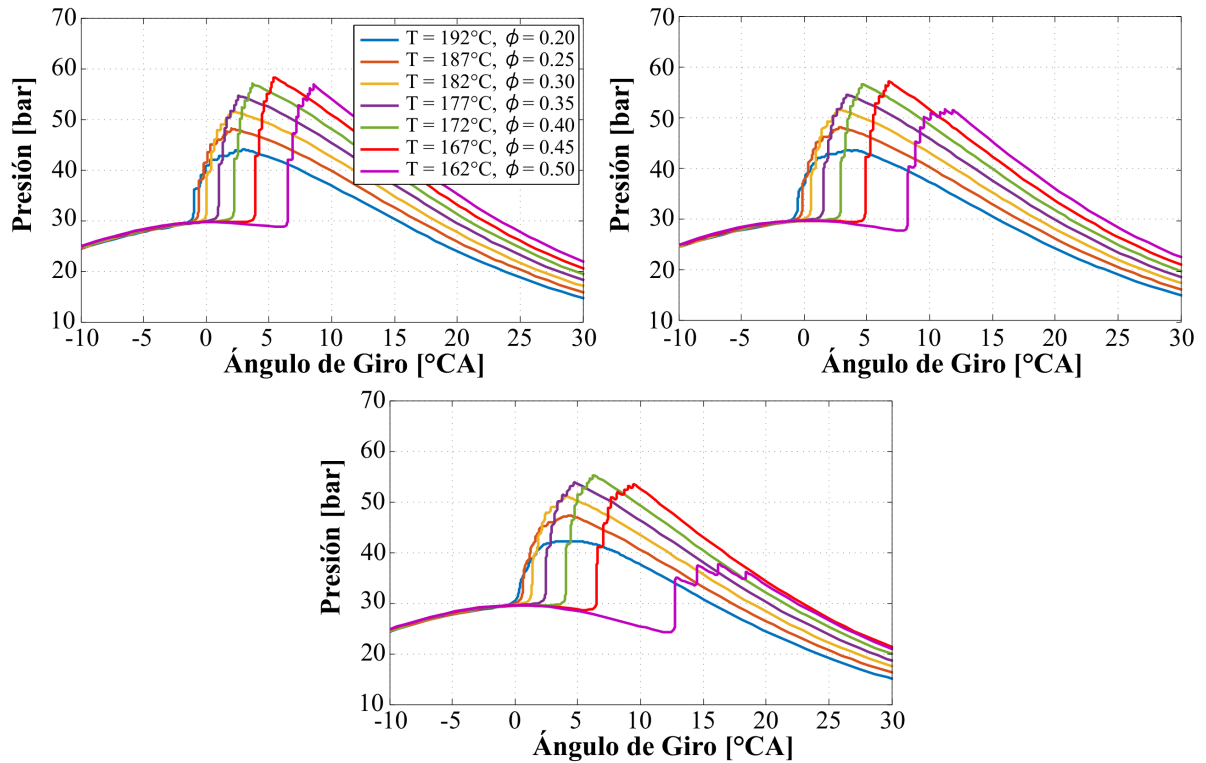


Figura 4.20: Curvas de presión promedio en función T_{IVC} y el dosado relativo para diferentes composiciones del combustible y $P_{IVC} = 1$ bar. Superior izquierda: Composición 100 % H_2 ; superior derecha: Composición 80 % H_2 - 20 % CO ; inferior centro: Composición 60 % H_2 - 40 % CO .

Complementando el análisis realizado hasta el momento, se presenta el efecto combinado de la disminución del dosado relativo y el aumento de la temperatura en el IVC sobre la presión media indicada global ($IMEP_g$), ver Figura 4.22. Para una composición constante, a mayores retrasos de la combustión mayores $IMEP_g$ obtenidas, exceptuando lo ocurrido al final para una composición de 60 % H_2 y 40 % CO . Para un dosado relativo y una T_{IVC} constante la $IMEP_g$ es mayor a medida que el porcentaje de H_2 en el combustible disminuye, esto debido al aumento de la densidad y del poder calorífico volumétrico del combustible y a la disminución de la AFR_s , ver Tabla 3.2. La $IMEP_g$ es pequeña con dosados relativos bajos y altas temperaturas en el IVC porque menor cantidad de energía es admitida en el ciclo y porque la autoignición de la mezcla se da en los últimos instantes de la carrera de compresión, generando altas tasas de transferencia de calor a las paredes y limitando la transformación energética producto de la combustión

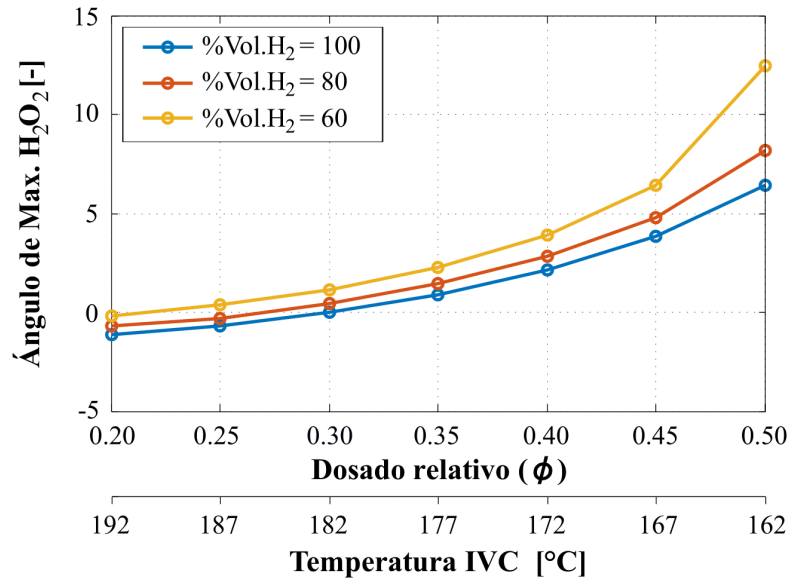


Figura 4.21: Punto de máximo H_2O_2 en función del dosado relativo y la T_{IVC} para todas las composiciones evaluadas. $P_{IVC} = 1 \text{ bar}$.

de la mezcla aire/combustible en trabajo útil. A medida que aumenta el dosado relativo y disminuye la temperatura en el IVC, aumenta la cantidad de energía admitida y se retrasa la autoignición, esto se traduce en una mayor tasa de transformación energética (mayor $IMEP_g$). Con mayores dosados relativos y menores temperaturas en el IVC mayor cantidad de energía es admitida con la mezcla aire/combustible, pero si la autoignición se da muy lejos en la carrera de expansión entonces el efecto de enfriamiento ocasionado por el aumento del volumen de la cámara de combustión genera una disminución en el aprovechamiento energético (menor $IMEP_g$). Esto último se puede ver para una composición del combustible de 60% H_2 y 40% CO , la $IMEP_g$ crece hasta un valor aproximado de 3.5 bar con un dosado relativo de 0.45 y una $T_{IVC} = 167 \text{ }^{\circ}C$, luego disminuye hasta casi 3.1 bar con un dosado relativo de 0.50 y una $T_{IVC} = 162 \text{ }^{\circ}C$, aunque se tiene una mayor densidad energética admitida se tiene el punto de operación con el mayor retraso en la autoignición (aproximadamente 13 $^{\circ}CA \text{ aTDC}$).

4 Resultados y análisis

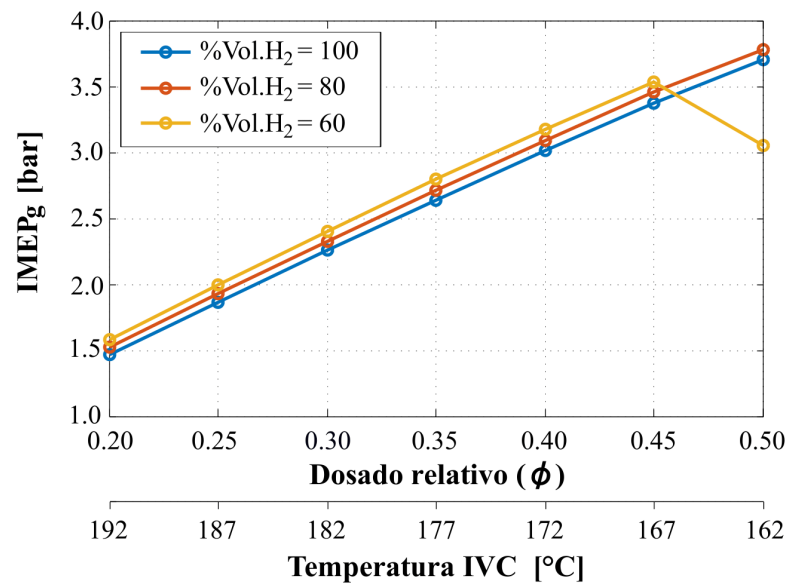


Figura 4.22: $IMEP_g$ en función del dosado relativo y la T_{IVC} para todas las composiciones evaluadas. $P_{IVC} = 1 \text{ bar}$.

5 Conclusiones y trabajos futuros

En este trabajo se han presentado los resultados del estudio numérico y experimental de la combustión *HCCI* del gas de síntesis y del hidrógeno en un motor estacionario de 425.5 cc. Primero, se determinaron los efectos de la variación de la temperatura y presión en la admisión, composición del combustible y dosado relativo en la autoignición de la mezcla admitida utilizando un modelo cero dimensional de una zona con cinética química detallada de *Chemkin-Pro*, permitiendo aproximar los valores de temperatura de admisión y de dosado relativo que, para las condiciones de operación real del motor, podrían asegurar la obtención del fenómeno *HCCI*. Segundo, se determinaron experimentalmente los rangos de operación estable de un motor diesel estacionario transformado para funcionar en modo *HCCI* al utilizar hidrógeno y una mezcla de gas de síntesis (80 % H_2 - 20 % CO) como combustible en condiciones de operación de la ciudad de *Medellín* (Col.). Tercero y último, se determinó el efecto de la combustión retrasada como estrategia de incremento de los rangos de operación a partir de un modelo multizona con cinética química detallada de *Chemkin-Pro*.

Las principales conclusiones y propuesta de trabajos futuros derivados de este estudio son:

5.1. Conclusiones hidrógeno

1. Se logró la operación del motor en un rango de dosados relativos entre 0.21 y 0.28 con temperaturas en la admisión entre 188 °C y 235 °C. Para una presión en la admisión de 0.84 bar, un régimen de giro de 1800 rpm y una relación de compresión de 15.6:1.
2. La operación del motor estuvo restringida por altos valores de la *intensidad deringing* (*RI*) con bajas temperaturas y altos dosados relativos (alta densidad energética). La *RI* para algunos puntos de operación es superior al valor máximo permisible (5 MW/m²). Por otro lado, todos los valores para el *COV – IMEP* son menores al 10 %, lo cual está dentro del rango admisible para motores estacionarios. Mientras que el *COV – IMEP* crece con el aumento en la temperatura en la admisión y la disminución del dosado relativo (disminución de la densidad energética), la *RI* disminuye.

5 Conclusiones y trabajos futuros

3. Se lograron valores máximos de la $IMEP_n$ y de la ITE_n de 1.75 bar y 34.5 %, respectivamente. Tanto la $IMEP_n$ como la ITE_n se hacen menores con la disminución en la densidad energética de la mezcla aire/combustible admitida, esto se debe no solo a la pérdida de energía admitida, sino también al aumento en el porcentaje de gases recirculados y al adelanto del inicio de la combustión con mayores temperaturas en la admisión.
4. La ausencia de una medida de la cantidad de hidrógeno en los gases de escape no permitió estimar de manera directa la eficiencia de combustión, por lo que esta se aproximó a partir de las curvas de calor liberado real (CHR) para cada punto de operación. Se obtuvieron CHR máximas entre 0.73 y 0.76, lo que indica una pérdida de energía por combustión incompleta, por "crevices" y por fugas al cárter cercanas al 25 %.
5. El ángulo de inicio de la combustión ($CA10$), para los cuatro puntos en los que fue posible hacer un diagnóstico termodinámico de la combustión, se ubica antes del punto muerto superior TDC . El $CA10$ se adelanta con el aumento de la temperatura en la admisión. Un $CA10$ antes del TDC se traduce en mayores pérdidas en la $IMEP_n$ y en la ITE_n . La duración de la combustión ($CA90-CA10$) al utilizar hidrógeno es menor que para cualquier otro combustible, la máxima duración de la combustión fue de 13.2 °CA. La duración de la combustión se hace menor con menores temperaturas en la admisión y mayores dosados relativos.

5.2. Conclusiones gas de síntesis

1. Se logró la operación del motor al utilizar una mezcla de gas de síntesis (80 % H_2 y 20 % CO) en cuatro niveles de temperatura en la admisión (200 °C, 210 °C, 220 °C y 230 °C) y por lo menos dos puntos de dosado relativo por cada nivel de temperatura. Se obtuvieron dosados relativos entre 0.17 y 0.33.
2. La disminución de la temperatura en la admisión genera una disminución del $COV - IMEP$. Para puntos de operación con un valor de la RI inferior a 5 MW/m^2 y una temperatura de admisión constante, el aumento del dosado relativo genera una disminución del $COV - IMEP$. Cuando para una curva de temperatura constante existe un valor de dosado relativo que genera altos niveles de RI , el aumento en el dosado relativo genera un aumento del $COV - IMEP$.
3. La $IMEP_n$ y la ITE_n aumentan cuando la temperatura en la admisión disminuye. Para los puntos con RI inferior a 5 MW/m^2 y una temperatura de admisión constante, a mayor el valor del dosado relativo mayores son los valores de la $IMEP_n$ y de la ITE_n . Cuando para una curva de temperatura constante existe un valor de

dosado relativo que genera altos niveles de RI , un aumento en el dosado relativo genera una disminución tanto de la $IMEP_n$ como de la ITE_n . Los máximos valores de $IMEP_n$ y de ITE_n al utilizar gas de síntesis fueron de 0.8 bar y de 16 %.

4. La estimación de la eficiencia de combustión a partir de las curvas para la fracción de calor liberado muestran un valor máximo de 0.68. Este valor se obtiene para el punto con mayor densidad energética ($T_{adm} = 200 \text{ }^\circ\text{C}$ y dosado relativo de 0.28). La disminución en la densidad energética de la mezcla genera una disminución de la eficiencia de combustión.
5. En términos generales, la disminución de la temperatura en la admisión genera un retraso del inicio de la combustión ($CA10$); para una temperatura de admisión constante, el aumento en el dosado relativo genera un adelanto del inicio de la combustión. Lo anterior también se cumple para el ángulo de centrado de la combustión ($CA50$). La duración de la combustión del gas de síntesis disminuye con el aumento en el dosado relativo y la reducción de la temperatura en la admisión (mayor densidad energética). La duración de la combustión del gas de síntesis es inferior a las obtenida con el hidrógeno.
6. La tasa de transformación del CO en CO_2 es mayor a medida que aumenta la densidad energética de la mezcla admitida. Con mayores cantidad de energía disponible en el ciclo se logran mayores temperaturas de la cámara de combustión y por lo tanto mayor cantidad de CO se transforma en CO_2 .
7. La concentración máxima de NO_x esta ligada a puntos con alta densidad energética, puntos que a su vez tienen altas temperaturas de combustión y altos valores de RI .

5.3. Conclusiones combustión retrasada

1. Para una composición del combustible constante, existe un intervalo de valores para la T_{IVC} y el dosado relativo en el que el retraso de la autoignición está acompañado de un incremento en los picos máximos de presión en cámara. Los resultados del modelo muestran que cuando la autoignición ocurre después de $5 \text{ }^\circ\text{CA aTDC}$ el aumento en el dosado relativo no compensa el efecto de la baja temperatura en el IVC , por lo que los picos de presión empiezan a disminuir. El aumento en la concentración de monóxido de carbono en la mezcla de combustible genera un mayor retraso de la ignición de la mezcla admitida, este retraso está acompañado de menores valores en los picos máximos de presión.
2. La disminución en los picos máximos de presión no necesariamente se traduce en una disminución de los valores de la $IMEP_g$. Para una composición de combustible

Bibliografía

de 100 % H_2 el retraso en la ignición está acompañado con un incremento en los valores de la $IMEP_g$ obtenidos. Este incremento se debe al aumento de la densidad energética de la mezcla admitida y al desarrollo de la combustión en los primeros instantes de la carrera de expansión, lo que genera una mayor transformación energética en trabajo útil. Los mismo ocurre para una composición de 80 % H_2 y 20 % CO . Sin embargo, se nota que ese incremento no es lineal. Para el rango de temperaturas en el IVC y dosados relativos evaluados no hay cambio significativo en esta tendencia.

3. Para una composición de 60 % H_2 y 40 % CO , el retraso de la ignición genera un efecto similar a los obtenidos para las dos (2) composiciones anteriores, solo que existe un punto en el cual, este retraso en la ignición (aproximadamente a los 13 °CA aTDC), se traduce en una pérdida en la $IMEP_g$. Los valores excesivos de retraso de la ignición, aunque acompañados de una mayor densidad energética, generan un pobre aprovechamiento de la energía liberada en la combustión y una pérdida de eficiencia en el ciclo.

5.4. Trabajos futuros

1. Implementar un sistema de control en lazo cerrado para garantizar el centrado ($CA50$) de la combustión.
2. Evaluar experimentalmente la efectividad de utilizar un sistema de sobre alimentación para compensar la pérdida de $IMEP$ y de ITE al utilizar hidrógeno y mezclas ricas en hidrógeno.
3. Evaluar experimentalmente el efecto de combustión retrasada como estrategia para incrementar los rangos de operación estable obtenidos.
4. Evaluar el uso del hidrógeno en mezclas con otros combustibles de origen renovable.

Bibliografía

- [1] Olga Leandra Rey Luengas, Oscar Fabio Vélez, Soraida Serrano, Oscar Andrés Zabaleta, and Guillermo Sáenz. Zonas No Interconectadas - ZNI Diagnóstico de la Prestación del Servicio de Energía Eléctrica 2018. 2018.
- [2] Natalia Esteve Gómez. *Energización de las Zonas No Interconectadas a Partir de las Energías Renovables Solar y Eólica*. PhD thesis, Pontificia Universidad Javeriana, 2011.
- [3] Key World Energy Statistics. Technical report, International Energy Agency, 2018.
- [4] Peter McKendry. Energy Production from Biomass (part 1): Overview of Biomass. *Bioresource technology*, 83(1):37–46, 2002.
- [5] Humberto Escalante Hernández, Janneth Orduz Prada, Henry Josué Zapata Lesmes, María Cecilia Cardona Ruiz, and Martha Duarte Ortega. *Atlas del Potencial Energético de la Biomasa Residual en Colombia*, volume 95. Universidad Industrial de Santander, Bucaramanga, 2011.
- [6] Peter Quaak, Harrie Knoef, and Hubert Sfassen. Energy From Biomass. A Review of combustion and Gasification Technologies. 1999.
- [7] Jared P Ciferno and John J Marano. Benchmarking Biomass Gasification Technologies for Fuels, Chemicals and Hydrogen Production. Technical report, U.S. Department of Energy, 2002.
- [8] Hydrogen Production. <https://hydrogeneurope.eu/hydrogen-production-0>.
- [9] J. D. Holladay, J. Hu, D. L. King, and Y. Wang. An Overview of Hydrogen Production Technologies. *Catalysis Today*, 139(4):244–260, 2009.
- [10] Peter McKendry. Energy Production from Biomass (part 3): Gasification Technologies. *Bioresource Technology*, 83(1):55–63, 2002.
- [11] Peter McKendry. Energy production from biomass (part 2): Conversion technologies. *Bioresource Technology*, 83(1):47–54, 2002.

Bibliografía

- [12] Richards Geo A., Casleton Kent H., and Weil Nathan T. Syngas Utilization. In *Synthesis Gas Combustion: Fundamentals and Applications*, chapter 7, page 29. 2009.
- [13] Ftwi Yohannes Hagos, A. Rashid A. Aziz, and Shaharin Anwar Sulaiman. Trends of Syngas as a Fuel in Internal Combustion Engines. *Advances in Mechanical Engineering*, 2014(401587):1–10, 2014.
- [14] John B. Heywood. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill Education, 1988.
- [15] John E. Dec. Advanced Compression-Ignition Engines - Understanding the In-Cylinder Processes. *Proceedings of the Combustion Institute*, 32 II(2):2727–2742, 2009.
- [16] Emission Standards. <https://www.dieselnet.com/standards/>.
- [17] Samveg Saxena and Iván Dario Bedoya. Fundamental Phenomena Affecting Low Temperature Combustion and HCCI engines, High Load Limits and Strategies for Extending These Limits. *Progress in Energy and Combustion Science*, 39(5):457–488, 2012.
- [18] Mingfa Yao, Zhaolei Zheng, and Haifeng Liu. Progress and Recent Trends in Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engines. *Progress in Energy and Combustion Science*, 35:398–437, 2009.
- [19] M. M. Hasan and M. M. Rahman. Homogeneous Charge Compression Ignition Combustion: Advantages Over Compression Ignition Combustion, Challenges and Solutions. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 57:282–291, 2016.
- [20] Andre L. Boehman and Olivier Le Corre. Combustion of syngas in internal combustion engines. *Combustion Science and Technology*, 180(6):1193–1206, 2008.
- [21] Juan Daniel Martínez, Khamid Mahkamov, Rubenildo V. Andrade, and Electo E. Silva Lora. Syngas production in downdraft biomass gasifiers and its application using internal combustion engines. *Renewable Energy*, 38(1):1–9, 2012.
- [22] Dale Edward Haggith, Andrzej Sobiesiak, Luke Warren Miller, and Grzegorz Przybyla. Experimental Indicated Performance of a HCCI Engine Fuelled by Simulated Biomass Gas. *SAE Technical Paper*, 01(1081):13, 2010.
- [23] Anil Singh Bika, Luke Franklin, and David B. Kittelson. Homogeneous Charge Compression Ignition Engine Operating on Synthesis Gas. *International Journal of Hydrogen Energy*, 37(11):9402–9411, 2012.

- [24] O Stenlås, M Christensen, R Egnell, P Tunestål, and B Johansson. Reformed Methanol Gas as Homogeneous Charge Compression Ignition Engine Fuel. *SAE Technical Paper*, 01(2991):16, 2004.
- [25] J. M. Gomes Antunes, R. Mikalsen, and A. P. Roskilly. An Investigation of Hydrogen-Fuelled HCCI Engine Performance and Operation. *International Journal of Hydrogen Energy*, 33(20):5823–5828, 2008.
- [26] P. A. Caton and J. T. Pruitt. Homogeneous Charge Compression Ignition of Hydrogen in a Single-Cylinder Diesel Engine. *International Journal of Engine Research*, 10(1):45–63, 2009.
- [27] José David Támara Jaramillo. *Investigación Teórico - Experimental del Desempeño de un Motor HCCI Operado con Etanol Anhidro [E100] e Hidratado [E80]*. PhD thesis, Universidad Nacional de Colombia, 2013.
- [28] Iván Darío Bedoya Caro. *An Experimental and Numerical Analysis of Biogas Combustion in Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engines for Power Generation*. PhD thesis, Universidad de Antioquia, 2012.
- [29] Rakesh Kumar Maurya. *Reciprocating Engine Combustion Diagnostics*. 2019.
- [30] Junseok Chang, Orgun Güralp, Zoran Filipi, Dennis Assanis, Tang Wei Kuo, Paul Najt, and Rod Rask. New Heat Transfer Correlation for an HCCI Engine Derived from Measurements of Instantaneous Surface Heat Flux. *SAE Technical Papers*, (February), 2004.
- [31] Ivan Dario Bedoya, Francisco Cadavid, Samveg Saxena, Robert Dibble, Salvador Aceves, and Daniel Flowers. A Sequential Chemical Kinetics-CFD-Chemical Kinetics Methodology to Predict HCCI Combustion and Main Emissions. *SAE Technical Papers*, (April), 2012.
- [32] J. A. Eng. Characterization of Pressure Waves in HCCI Combustion Reprinted From : Homogeneous Charge Compression Ignition Engines. *SAE Technical Paper*, 01(2859):15, 2002.
- [33] Charles K Westbrook. Chemical Kinetics of Hydrocarbon Ignition in Practical Combustion Systems. *Proceedings of the combustion institute*, 28(2):1563–1577, 2000.
- [34] Jan-Ola Olsson, Per Tunestål, and Bengt Johansson. Boosting for High Load HCCI. *SAE Technical Paper*, 01(0940):10, 2004.

Bibliografía

- [35] Jari Hyvönen, Göran Haraldsson, and Bengt Johansson. Supercharging HCCI to extend the operating range in a multi-cylinder VCR-HCCI engine. *SAE Technical Papers*, 2003(724), 2003.
- [36] Chih-Jen Sung and Chung K. Law. Fundamental Combustion Properties of H₂/CO Mixtures: Ignition and Flame Propagation at Elevated Pressures. *Combustion Science and Technology*, 180(6):1097–1116, 2008.
- [37] Stephen R Turns. *An Introduction to Combustion: Concepts and Applications*. McGraw-Hill Education, third edition, 2012.
- [38] Jerry M. Seitzman and Jayaprakash Natarajan. Laminar Flame Properties Of H₂/CO Mixtures. In *Synthesis Gas Combustion: Fundamentals and Applications*, chapter 3, page 28. 2009.
- [39] Hongyan Sun, S. I. Yang, G. Jomaas, and C. K. Law. High-Pressure Laminar Flame Speeds and Kinetic Modeling of Carbon Monoxide/Hydrogen Combustion. *Proceedings of the Combustion Institute*, 31:439–446, 2007.
- [40] Guillaume Ribert, Piyush Thakre, Zhe Wang, Richard A. Yetter, and Vigor Yang. Fundamental Combustion Characteristics of Syngas. In *Synthesis Gas Combustion: Fundamentals and Applications*, chapter 4, page 30. 2009.
- [41] Gaurav Mittal, Chih Jen Sung, and Richard A. Yetter. Autoignition of H₂/CO at Elevated Pressures in a Rapid Compression Machine. *Wiley InterScience*, 150(4):355–368, 2007.
- [42] Chemkin-Pro. Reaction design. *San Diego*, 2008.
- [43] Reaction Design. Theory manual. *Chemkin Pro Software*, pages 123–155, 2008.
- [44] A. Frassoldati, T. Faravelli, and E. Ranzi. The Ignition, Combustion and Flame Structure of Carbon monoxide/Hydrogen mixtures. Note 1: Detailed Kinetic Modeling of Syngas Combustion Also in Presence of Nitrogen Compounds. *International Journal of Hydrogen Energy*, 32(15 SPEC. ISS.):3471–3485, 2007.
- [45] J. Warnatz, U. Maas, and R.W. Dibble. *Combustion: Physical and Chemical Fundamentals, Modeling and Simulation, Experiments, Pollutant Formation*. Springer, Germany, four edition, 2006.
- [46] Sebastián H. Quintana, Edisson S. Castaño-Mesa, Santiago Marín, Iván D. Bedoya, and Jaime F. Zapata. Measurement and Control of Natural Gas Mass Flow in a Dual-Fuel Engine Operating at Partial Load Through Sonic Nozzles. *Flow Measurement and Instrumentation*, 65:187–194, 2019.

- [47] The Mathworks Inc. Matlab version r2013b. *Natick, Massachusetts*, 2013.
- [48] Sebastian Heredia Quintana. Desarrollo e implementación de una metodología secuencial cfd-cinética química detallada. Master's thesis, Universidad de Antioquia, Medellin, Colombia, 2020.
- [49] Ansys Inc. Ansys fluent 15.0. *Canonsburg, PA*, 2013.