

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA



**ESTUDIO DE LA COMBUSTIÓN DE MEZCLAS DE
GASOLINA-BIOALCOHOL EN UN MOTOR DE
COMPRESIÓN VARIABLE CFR**

POR

GUILLERMO RUBIO GÓMEZ

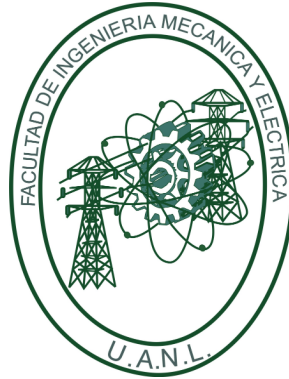
COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA
CON ORIENTACIÓN EN ENERGÍAS TÉRMICA Y RENOVABLE

ENERO 2018

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO



**ESTUDIO DE LA COMBUSTIÓN DE MEZCLAS DE
GASOLINA-BIOALCOHOL EN UN MOTOR DE
COMPRESIÓN VARIABLE CFR**

POR

GUILLERMO RUBIO GÓMEZ

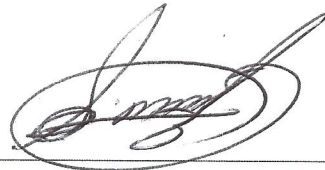
COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA
CON ORIENTACIÓN EN ENERGÍAS TÉRMICA Y RENOVABLE

SAN NICOLÁS DE LOS GARZA, NUEVO LEÓN, MÉXICO. ENERO 2018

Universidad Autónoma de Nuevo León
Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica
Subdirección de Estudios de Posgrado

Los miembros del Comité de Tesis recomendamos que la Tesis «ESTUDIO DE LA COMBUSTIÓN DE MEZCLAS DE GASOLINA-BIOALCOHOL EN UN MOTOR DE COMPRESIÓN VARIABLE CFR», realizada por el alumno Guillermo Rubio Gómez, con número de matrícula 1836901, sea aceptada para su defensa como requisito parcial para obtener el grado de Maestría en Ciencias de la Ingeniería con orientación en Energías Térmica y Renovable.

El Comité de Tesis



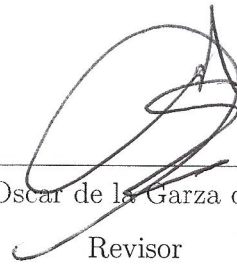
Dr. Simón Martínez Martínez

Director



Dr. Fausto Alejandro Sánchez Cruz

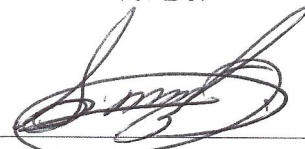
Revisor



Dr. Oscar de la Garza de León

Revisor

Vo. Bo.



Dr. Simón Martínez Martínez

Subdirector de Estudios de Posgrado

San Nicolás de los Garza, Nuevo León, enero 2018

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar me gustaría agradecer a mi asesor, el Dr. Simón Martínez Martínez, que además de darme todo su apoyo para la realización de este trabajo, me dio la oportunidad de venir a estudiar esta maestría a la Universidad Autónoma de Nuevo León. Durante esta experiencia, he podido crecer enormemente en el ámbito profesional, gracias a la gran confianza depositada en mi para la colaboración en muchas de las áreas de trabajo del grupo de investigación, además del área específica en la que realicé mi tesis de maestría. Al margen de lo profesional, la experiencia de vivir dos años al otro lado del charco me ha servido para crecer enormemente en el aspecto personal y humano.

Agradecer a todos los profesores del programa, MC. Guadalupe Cedillo, MC. Miguel García, Dr. Santos Méndez, Dr. Arturo Morales, Dr. Óscar A. de la Garza, Dr. Azael J. Cortés y MC. Hugo G. Ramírez por sus enseñanzas y buena disposición, así como al coordinador, el Dr. Fausto Alejandro Sánchez Cruz por sus enseñanzas en flujo viscoso, además del apoyo y orientación en todos los trámites.

A mi compañero de laboratorio y amigo, Luis F. Rua, por su excelente disposición para ayudar y asesorar en los distintos problemas que han ido apareciendo a lo largo del camino. A Pablo Gómez, que inició el camino en esta prometedora línea de investigación y tuvo la mejor disposición para capacitarme a la hora de asumir el relevo en la instalación experimental. Al resto de amigos y compañeros de la maestría: Fernando Fong, Alfredo Jiménez, Alex Nivardo, Hernán Ramírez, Sergio Borrego...por los buenos momentos pasados a lo largo de estos dos años en

Monterrey, además de los viajes compartidos por México.

A los profesores y amigos de la Escuela de Ingeniería Industrial de Toledo: Fernando Castillo, Octavio Armas, Arantza Gómez, Sergio Juarez, Jose A. Soriano, David Rodriguez...por brindarme la posibilidad de hacer las estancias e impartir los cursos durante los dos últimos veranos recibíendome como en casa, por su apoyo en todo momento y amistad.

Un agradecimiento enorme a mi familia y amigos en España, por su apoyo desde la distancia, y por hacer que los largos viajes a visitarlos siempre que se ha podido hayan merecido la pena con creces.

A Lis, que además de novia ha sido amiga y compañera de batallas estos dos últimos años: por su apoyo en lo personal y en lo profesional, con ella empezó y ahora finaliza esta gran etapa en nuestras vidas.

A la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica (FIME) por el apoyo brindado a lo largo de este programa académico. Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACyT) por su apoyo a través de la beca número 596353 para la realización de estos estudios de maestría en ciencias y por el apoyo económico proporcionado a través del proyecto de ciencia básica número 239943.

Al Programa para el Desarrollo Profesional Docente para el Tipo Superior (PRODEP), por el apoyo a la Red “Investigación e Innovación en Tecnología Energética” para la realización de este trabajo, mediante el proyecto de Redes Temáticas de Colaboración Académica 2015 titulado “Uso y Aprovechamiento Energético de Biocombustibles en Motores de Combustión interna”.

RESUMEN

Durante los últimos años, la preocupación por los efectos perjudiciales del uso de combustibles fósiles en motores de combustión interna, tanto en términos de aumento de efecto invernadero como de perjuicios para la salud derivados de las emisiones generadas ha ido en aumento. Ésto, ligado al carácter limitado de la materia prima para su producción, ha generado un auge en el interés y la investigación en combustibles alternativos, especialmente aquellos de origen biológico (biocombustibles), que ayudan a reducir las emisiones netas de CO₂, y en muchos casos permiten una combustión más limpia debido a su contenido en oxígeno.

En el ámbito de los motores de encendido provocado, los biocombustibles de mayor interés son los bioalcoholes, debido a sus similitudes y la buena capacidad de mezcla que presentan con el combustible fósil típicamente utilizado en este tipo de motores: la gasolina. Dentro de los bioalcoholes, algunos como el metanol y el etanol ya han sido ampliamente utilizados en mezclas con gasolina e incluso de forma pura. Éstos presentan propiedades de gran interés para el desempeño de los motores de encendido provocado, como su capacidad de mitigar el fenómeno de la autoignición, una de las principales limitaciones para su rendimiento. Otro alcohol de gran interés reciente es el butanol, debido a su potencial para ser obtenido de forma biológica y su poder calorífico cercano al de la gasolina.

En la presente investigación, se realiza un estudio comparativo de la combustión de mezclas de gasolina con cada uno de estos tres alcoholes, hasta una proporción del 20% en volumen, respecto a la gasolina pura, en un motor monocilíndrico de

compresión variable tipo CFR. La comparativa se realiza en términos de capacidad de reducir la autoignición, máxima presión en cámara y duración de la primera fase de la combustión. En la investigación se obtiene información relevante sobre como afecta al proceso de combustión el uso de tres de los principales combustibles alternativos a la gasolina. Se observa que aspectos pueden mejorar y/o empeorar cada uno de los combustibles, y se plantean sugerencias sobre que tipo de mezclas pueden ser mas útiles en términos prácticos de cara a futuras investigaciones.

ABSTRACT

The last years, an increment has been seen in the concern about the prejudicial effects of the use of fossil fuels in internal combustion engines, in terms of growing greenhouse effect and health issues from its emissions. Additionally, the limited availability of crude oil for its production, has driven the interest and research in alternative fuels, specially those with biological origin, i.e. biofuels. Biofuels help reducing the net CO₂ emissions and usually allow a cleaner combustion thanks to its oxygen content.

In the context of spark ignition (SI) engines, biofuels of great interest are the bioalcohols, due to its similarities and blend capacities with the fossil fuel used in this engines, the gasoline. Among bioalcohols, some as methanol and ethanol has been already widely used in blends with gasoline and even in neat form. These present properties of great interest for the performance of SI engines, such as its anti-knocking capacities. Knock is one of the main limitations for the performance of SI engines. Another alcohol of great interest in the recent year is butanol, thanks to its potential of being produced as biofuel and its heat value closer to gasoline.

In the present research, a comparative study of the combustion of gasoline-bioalcohol blends, up to 20% volume, and neat gasoline has been done. This research has been conducted in a monocyliner, variable compression relation, CFR type SI engine. The comparison is made in terms of knock reducing capacity, maximum chamber pressure and first phase combustion duration. Relevant information has been obtained related to the impact in the combustion process of the use of the

three main alcohols used in blends with gasoline. The aspects of the combustion that can be improved or deteriorated with the use of the different alcohols has been observed. Different suggestions have been made related to which blends have more potential in practical terms for further research.

ÍNDICE GENERAL

Resumen	VI
Abstract	VIII
1. Introducción	1
1.1. Motivación	2
1.2. Antecedentes	5
1.2.1. Mezclas metanol-gasolina	5
1.2.2. Mezclas etanol-gasolina	7
1.2.3. Mezclas butanol-gasolina	12
1.3. Hipótesis	14
1.4. Objetivos	15
1.4.1. Objetivo General	15
1.4.2. Objetivos Específicos	15
2. Marco teórico	16
2.1. El proceso de combustión en motores de encendido provocado	17

2.1.1.	Relación de compresión en motores de encendido provocado . . .	18
2.1.2.	Presión en el cilindro durante el proceso de combustión	19
2.1.3.	Tiempo de disparo para máximo par al freno	20
2.1.4.	Fases de la combustión en un MEP. Fracción másica de combustible quemado	21
2.2.	El fenómeno de la autoignición en los motores de encendido provocado	24
2.2.1.	Resistencia de los combustibles a la autoignición: el número de octano	27
2.3.	El motor de compresión variable tipo C.F.R.: Motivación e historia . .	29
2.4.	Biocombustibles	31
2.4.1.	El metanol como biocombustible	32
2.4.2.	El etanol como biocombustible	33
2.4.3.	El butanol como biocombustible	35
3.	Metodología	37
3.1.	Descripción de la instalación experimental	38
3.2.	Implementación de ampliaciones planteadas para la instalación experimental	41
3.2.1.	Control del flujo de aire en la admisión. Instalación de cuerpo de aceleración electrónico	41
3.2.2.	Control de la estequiometría de la combustión. Instalación de sensor de flujo másico en la admisión	43
3.2.3.	Sistema de adquisición de datos	51

3.3. Caracterización de combustibles y sus mezclas	54
3.4. Matriz de ensayos y condiciones experimentales	60
3.4.1. Estudio de sensibilidad de la temperatura del aire de admisión.	63
3.5. Procesamiento de la señal de presión en cámara	67
3.5.1. Análisis de autoignición	67
3.5.2. Cálculo de la duración de la primera fase de la combustión . .	70
3.5.3. Aplicación desarrollada para el análisis de la presión en cámara	72
4. Resultados experimentales	74
4.1. Presión en la cámara de combustión	75
4.2. Duración de la primera fase de la combustión	81
4.3. Presencia e intensidad de autoignición	84
4.4. Comparativa entre combustibles	89
4.4.1. Presión en la cámara de combustión	89
4.4.2. Duración de la primera fase de la combustión	92
4.4.3. Presencia e intensidad de autoignición	95
5. Conclusiones y trabajos futuros	99
5.1. Conclusiones	100
5.1.1. Presión en la cámara de combustión	100
5.1.2. Duración de la primera fase de la combustión	101
5.1.3. Presencia e intensidad de autoignición	102

5.1.4. Comparativa entre alcoholes y aplicación práctica	103
5.2. Trabajos futuros	104
A. Tablas de Resultados	107
A.1. Estudio de sensibilidad de la temperatura del aire de admisión	108
A.2. Mezclas gasolina-metanol	109
A.3. Mezclas gasolina-etanol	112
A.4. Mezclas gasolina-butanol	114
Referencias	116

ÍNDICE DE FIGURAS

2.1. Esquema de la cámara de combustión y los sistemas de admisión y escape de un motor de cuatro tiempos de encendido provocado	17
2.2. Curvas típicas de presión en el cilindro de un motor de encendido provocado	20
2.3. Efectos del tiempo de disparo de la bujía en la presión en el cilindro y en el par generado	21
2.4. Ejemplos de curvas de FMCQ respecto al ángulo de cigüeñal	22
2.5. Curva de presión en cilindro con autoignición	25
2.6. Señal de presión en cámara con autoignición, resultado de filtro paso-banda e intensidad de la autoignición	26
3.1. Diagrama de flujo de la metodología aplicada en la investigación . . .	38
3.2. Esquema hidráulico antes de las ampliaciones realizadas	39
3.3. Esquema de adquisición y control de variables antes de las ampliaciones realizadas	40
3.4. Cuerpo de aceleración empleado y montaje en la instalación experimental	43

3.5. Sistema de control del cuerpo de aceleración electrónico instalado . . .	44
3.6. Sensor de flujo másico <i>Pro-M Drop-In Sensor</i> y curva de calibración proporcionada por el fabricante	45
3.7. Obtención de puntos equidistantes para calibración mediante interpo- lación lineal	47
3.8. Sensor de flujo másico instalado en el conducto de admisión del motor	48
3.9. Medida de flujo másico para varios niveles de apertura del acelerador	49
3.10. Sistema de adquisición de datos YOKOGAWA DL850E	52
3.11. Medidas de presión en cámara adquiridas mediante el sistema YO- KOGAWA DL850E	53
3.12. Esquema hidráulico tras las ampliaciones realizadas	54
3.13. Esquema de adquisición de datos y control tras las ampliaciones rea- lizadas	54
3.14. Presión en cámara para las distintas RC y temperaturas del estudio de sensibilidad	64
3.15. Obtención de la curva de presión en cámara promedio a partir de 100 curvas de combustión	65
3.16. Influencia de la temperatura y la relación de compresión en la presión en cámara máxima y la duración de la primera fase de la combustión para el combustible de referencia	66
3.17. Influencia de la temperatura y la relación de compresión en la presen- cia e intensidad de autoignición para el combustible de referencia . . .	66
3.18. Validación del filtro Butterworth paso banda 4-20 kHz diseñado . . .	69

3.19. Tratamiento mediante el filtro Butterworth diseñado de diferentes señales de presión en cámara	70
3.20. Superposición de la curva de presión con combustión y la curva de presión en arrastre en el punto de disparo de la bujía	71
3.21. Diferencia entre la presión con y sin combustión y método de cálculo de la duración de la primera fase de la combustión	72
3.22. Interfaz gráfica del programa desarrollado para el análisis de la presión en cámara	73
4.1. Presión en cámara con combustible G100 para las distintas R.C.	75
4.2. Presión en cámara con gasolina-metanol para las distintas R.C.	76
4.3. Presión en cámara con gasolina-etanol para las distintas R.C.	77
4.4. Presión en cámara con gasolina-butanol para las distintas R.C.	78
4.5. Evolución de la presión máxima en cámara promedio para los distintos combustibles y R.C.	80
4.6. Variación cíclica de la combustión a R.C. 4.46	81
4.7. Duración de la primera fase de la combustión para las mezclas gasolina-metanol	82
4.8. Duración de la primera fase de la combustión para las mezclas gasolina-etanol	83
4.9. Duración de la primera fase de la combustión para las mezclas gasolina-butanol	84
4.10. Intensidad de AI promedio para las mezclas gasolina-metanol	85
4.11. Intensidad de AI promedio para las mezclas gasolina-etanol	86

4.12. Intensidad de AI promedio para las mezclas gasolina-butanol	87
4.13. Probabilidad de autoignición	88
4.14. Efecto de la proporción volumétrica y el tipo de alcohol en la presión máxima promedio	91
4.15. Efecto de la proporción volumétrica y el tipo de alcohol en la presión máxima promedio	94
4.16. Efecto de la proporción volumétrica y el tipo de alcohol en la intensi- dad promedio de AI	97
4.17. Efecto de la proporción volumétrica y el tipo de alcohol en la proba- bilidad de AI	98

ÍNDICE DE TABLAS

1.1. Número de octano y número de ciclos con autoignición para gasolina pura y mezclas gasolina-etanol y gasolina-n-butanol	12
3.1. Calidad del ajuste de polinomios de distintos grados a los puntos de calibración del sensor de flujo másico proporcionados por el fabricante	46
3.2. Propiedades de los combustibles puros utilizados en la investigación .	55
3.3. Destilación de gasolina <i>MAGNA</i> de PEMEX	58
3.4. Propiedades de las mezclas gasolina-metanol	58
3.5. Propiedades de las mezclas gasolina-etanol	59
3.6. Propiedades de las mezclas gasolina-butanol	59
3.7. Matriz de ensayos diseñada	60
3.8. Ángulo de disparo de la bujía en función de la relación de compresión del motor	62
A.1. Resultados del estudio de sensibilidad a 38°C	108
A.2. Resultados del estudio de sensibilidad a 60°C	108
A.3. Resultados del estudio de sensibilidad a 70°C	109

A.4. Resultados de la mezcla M5	109
A.5. Resultados de la mezcla M10	110
A.6. Resultados de la mezcla M15	110
A.7. Resultados de la mezcla M20	111
A.8. Resultados de la mezcla E5	112
A.9. Resultados de la mezcla E10	112
A.10.Resultados de la mezcla E15	113
A.11.Resultados de la mezcla E20	113
A.12.Resultados de la mezcla B5	114
A.13.Resultados de la mezcla B10	114
A.14.Resultados de la mezcla B15	115
A.15.Resultados de la mezcla B20	115

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

En el presente capítulo se presenta, en primer lugar, la motivación para la realización de esta investigación. A continuación, se detallan los antecedentes del campo de conocimiento en el que se enmarca el trabajo. Por último, se expone la hipótesis realizada junto con los objetivos, tanto de carácter general como específico, planteados para la realización de la investigación.

1.1 MOTIVACIÓN

El uso de combustibles fósiles está provocando a largo plazo un continuo deterioro en el medio ambiente a nivel mundial, en forma de cambio climático y calentamiento global [1, 2]. Por otra parte, en el corto plazo, existe una creciente preocupación por los efectos perjudiciales para la salud que tienen los gases procedentes de la quema de combustibles fósiles [3, 4, 5, 6]. Todo lo anterior, ha propiciado la aparición de normativas internacionales cada vez más restrictivas en lo referente a las emisiones de los motores de combustión interna, tanto de encendido provocado como por compresión [7, 8, 9]. La implantación de estas normativas, junto con la preocupación sobre la seguridad y diversificación energética, ha fomentado el uso de biocombustibles, en forma pura o como mezcla con combustibles fósiles, en los motores de combustión interna [10].

La utilización de biocombustibles en los motores de combustión interna presenta diversos beneficios. Por una parte, permite mitigar la dependencia energética de los recursos petroleros, los cuales terminarán por agotarse en el medio o largo plazo. Por otra parte, los biocombustibles favorecen un proceso de combustión más limpio en muchos aspectos. Además, dado que la mayoría de biocombustibles provienen de biomasa, su uso contribuye a la reducción de la concentración total de CO_2 en la atmósfera, puesto que su producción no supone la extracción de más carbono procedente del subsuelo terrestre, sino que involucra organismos que captan carbono mediante la fotosíntesis [11, 12, 13].

Se pueden distinguir dos grandes grupos dentro de los motores de combustión interna alternativos, los de encendido provocado y los de encendido por compresión. El combustible utilizado en mayor medida por los motores de encendido provocado es la gasolina, combustible fósil procedente del petróleo. Como sustitutos o aditivos a esta última, diversos combustibles alternativos, como bioalcoholes, gas natural, hidrógeno y GLP, han sido utilizados en los motores de encendido provocado [14].

Entre éstos combustibles alternativos, cabe destacar la familia de los bioalcoholes, de los cuales el *etanol* (C_2H_5OH) es uno de los más ampliamente empleados. Esto es, en primer lugar, debido a que puede obtenerse a partir de diversas fuentes de biomasa: maíz, caña de azúcar, remolacha, yuca, algas rodófitas o desechos agrícolas con alto contenido en celulosa. Se sabe que, en comparación con la gasolina pura, el etanol mezclado con gasolina mejora la eficiencia del motor de encendido provocado, debido a su más alta entalpía de vaporización [15], y reduce las emisiones específicas [16]. Dado que es un alcohol, presenta cierto contenido en oxígeno, lo cual favorece una combustión más completa de la gasolina, reduciendo las emisiones de hidrocarburos sin quemar (HC) y monóxido de carbono (CO). Otra de sus principales propiedades como combustible es su mayor octanaje en comparación con la gasolina. Este incremento en el número de octanos aumenta la capacidad antidetonante del combustible permitiendo su utilización con una mayor relación de compresión o en motores turbo o super cargados, lo que implica un incremento del rendimiento. Además, presenta una buena capacidad para mezclarse con la gasolina, lo que disminuye el contenido sulfuroso y aromático [17, 18].

Otro de los bioalcoholes más utilizados como alternativa o aditivo a la gasolina fósil convencional es el *metanol* (CH_3OH), el más simple de los alcoholes, y que también se emplea como aditivo a combustibles para motores de encendido por compresión (diésel). Algunas de sus ventajas son su bajo costo de producción y su condición renovable, ya que la tecnología para su producción se ha desarrollado enormemente en los últimos años y que puede producirse a partir de una gran variedad de materiales orgánicos como desechos maderosos, biogás o residuos urbanos (ver Sección 2.4.1). Al igual que el etanol, presenta ciertas ventajas frente a la gasolina en sus características de combustión: mayor número de octanos, mayor calor de vaporización y contenido en oxígeno, que implica ventajas muy similares a las que presenta el etanol. Como desventaja frente al etanol cabe destacar la elevada toxicidad del metanol, que hace necesaria la adopción de medidas de seguridad especiales durante su manipulación, transporte, recarga de combustible, etc. [19, 20].

El n-butanol ($C_4H_{10}O$), así como su isómero el iso-butanol, son otros de los bioalcoholes de más reciente interés en la investigación para su utilización en la industria automotriz. Uno de sus principales atractivos frente a otros alcoholes como el metanol y el etanol es su mayor densidad energética, más cercana a la de la gasolina, menor corrosividad y menor tendencia a la absorción de agua. Al igual que el resto de bio-alcoholes, se trata de un biocombustible que puede producirse a partir de materia orgánica de diversa procedencia, y que puede ser comestible o procedente de desechos agrícolas, urbanos, o de procesamiento de comida. Adicionalmente, presenta una mejor miscibilidad con los combustibles actuales y una mayor compatibilidad con motores convencionales, debido a su mayor parecido con la gasolina, lo que hace posible su utilización en mezclas con gasolina a mayor proporción llegando incluso a utilizarse en forma pura [21, 22, 23]. Sus principal desventaja frente a otros bioalcoholes como el metanol y el etanol es que, al contrario de estos, las mezclas de gasolina con butanol tienen un menor o similar número de octanos, y por tanto, menor resistencia a la autoignición [24, 25].

A pesar de que otros alcoholes, particularmente el butanol, tienen un mayor interés en la investigación reciente, el etanol sigue siendo el de mayor uso como combustible hoy en día. Esto se refleja en el hecho de que la producción de etanol casi se duplicó en el periodo comprendido entre 2005 a 2010, suponiendo un 14 % del consumo mundial de gasolina en el 2010. Se espera que hacia el año 2020 el etanol desplace aproximadamente el 20 % de la demanda de gasolina en Estados Unidos [26, 27, 28, 29].

Por todo esto, el estudio de los distintos efectos de los bioalcoholes en su mezcla con gasolina es de un creciente interés práctico. Concretamente, las características de autoignición y el efecto en las fases de la combustión de las mezclas bioalcohol-gasolina no son todavía entendidas de forma completa, debido a los numerosos aspectos influyentes, como química del combustible, enfriamiento y homogeneidad de la carga, transferencia de calor y presencia de gases residuales [28], por lo que se requieren nuevas investigaciones al respecto.

1.2 ANTECEDENTES

Los alcoholes llevan utilizándose como combustible durante varias décadas. Nicolaus Otto, inventor del motor de combustión interna de cuatro tiempos, empleó etanol para alimentar algunos de sus primeros motores durante el siglo XIX [30]. Durante los años 20 y 30, ya en el siglo XX, se empleó por primera vez el etanol como aditivo en la gasolina para incrementar su octanaje. La industria actual de etanol nació durante los años 70, con el encarecimiento de los combustibles fósiles y la preocupación por el uso de plomo como aditivo para aumentar el número de octano. Ya en la década de los 90, el etanol empezó a utilizarse regularmente como aditivo oxigenado para la reducción de las emisiones de CO [31]

1.2.1 MEZCLAS METANOL-GASOLINA

El metanol es otro alcohol que ha sido usado ampliamente como combustible en motores de combustión interna, ya sea en forma pura o mezclado con gasolina, otros alcoholes, diésel o biodiésel [20], es decir, es utilizado tanto en motores de encendido provocado como de encendido por compresión.

En lo relativo al estudio experimental de la combustión de mezclas metanol-gasolina en motores de encendido provocado, en la revisión realizada por Zhen et al. [20], se observa un predominio de investigaciones enfocadas en las emisiones generadas al utilizar esta mezcla. Estos estudios se enfocan tanto en emisiones reguladas (CO, HC, NO_x) como en aquellas no reguladas y propias de la utilización de alcoholes (formaldehidos, acetaldehidos y metanol sin quemar). En estas investigaciones, se observa el cumplimiento, también para el metanol, de la tendencia observada con etanol de reducción de emisiones de CO y HC y aumento, o cambio poco significativo, en las emisiones de NO_x , indicativo de una combustión más completa, como resultado del contenido en oxígeno del combustible. Respecto a las emisiones no

reguladas, se observa un aumento al aumentar la fracción de metanol. [32, 33, 34]

Respecto a estudios que aporten información cuantitativa de la capacidad antidetonante y de aumento del número de octanos resultante de la utilización de metanol, en la misma revisión mencionada anteriormente se observa una clara escasez en este sentido, especialmente en cuanto a estudios experimentales.

En un estudio llevado a cabo por Turner et al. en 2012 [35], se miden en un motor CFR los números de octano de mezclas ternarias gasolina-metanol-etanol, iso-estequiométricas de mezclas comunes de gasolina-etanol al 15 % y al 85 % (E15 y E85). A pesar de que los resultados no son de gran exactitud debido a las dificultades experimentales para medir número de octanos de estas mezclas por los métodos tradicionales, definidos en las normas ASTM D2699 [36] y D2700 [37], cualitativamente se observa una ligera tendencia a la reducción del número de octano al aumentar la concentración de metanol, debido principalmente a que esto implica también un aumento en la concentración de gasolina. Esta tendencia depende en gran medida del octanaje de la gasolina utilizada en la mezcla. Pese a esto, al añadir metanol en la mezcla se sigue teniendo un combustible con un elevado número de octanos en comparación con la gasolina convencional.

En la investigación llevada a cabo por Zhen et al. en 2013 [38] se modela la autoignición en un motor alimentado por metanol puro con relación de compresión 17.5, a 1200 r.p.m., llegando a la conclusión de que la autoignición se produce debido al aumento de temperatura en la válvula de admisión. El hecho de la utilización de metanol puro a una relación de compresión tan elevada da una idea de su resistencia a la autoignición.

En 2014, Liu et al. [39] propusieron un método de combustión en el cual se suprime la autoignición en un motor de encendido provocado con elevada relación de compresión (11.6) e inyección directa de gasolina mediante la inyección en el puerto de admisión de metanol puro.

De todo esto se confirma la capacidad antidetonante y de incremento en el oc-

tanaje del metanol, sin embargo, los estudios experimentales en los que se determina cuantitativamente el comportamiento de la autoignición de mezclas gasolina-metanol es escaso. Con base en todo lo anterior, se justifica el interés en la investigación de la combustión y autoignición de mezclas metanol-gasolina, a distintas relaciones de compresión y su comparación con el comportamiento de otras mezclas gasolina-alcohol.

En lo referente a la duración de la primera fase de la combustión, en el trabajo realizado por Ni et. al [40] se observa una mayor velocidad tanto de llama laminar como turbulenta en una mezcla de gasolina con el 15 % de metanol (M15) respecto a la gasolina pura. Así mismo, en las curvas de presión en cámara obtenidas en dicho trabajo, se observa una primera fase de la combustión más rápida de la mezcla M15 que para la gasolina. Siguiendo esta misma línea, las curvas de presión obtenidas por Siwale et. al [41] muestran una duración de la primera fase de la combustión menor para mezclas de gasolina con etanol en comparación con gasolina pura.

1.2.2 MEZCLAS ETANOL-GASOLINA

En los últimos años, son numerosas las investigaciones que se han llevado a cabo en relación al comportamiento de la mezcla de etanol y gasolina en motores de encendido provocado. Diversos aspectos han sido investigados, principalmente, en lo referente a las emisiones de gases de escape, pero también en relación a la eficiencia de la combustión, aumento en el número de octanos y autoignición.

En lo relativo a la eficiencia de la combustión, un estudio llevado a cabo en el año 2008 por Najafi et al. [42], muestra que la adición de etanol, hasta una concentración del 20 % en volumen (*E20*), provoca un aumento de la eficiencia volumétrica de casi un 10 %, en un motor KIA de 1.3 litros y 4 cilindros, a 3500 r.p.m. Este incremento se explica por el elevado calor de vaporización del etanol, que provoca una disminución en la temperatura del aire al evaporarse, y un consecuente descenso

de la densidad y aumento de la eficiencia volumétrica.

Adicionalmente, en el mencionado estudio se observa un decremento en el ratio combustible-aire equivalente (ϕ). El valor de 1.15 para la gasolina pura, se reduce hasta un valor del orden de 1.08 para una mezcla *E20*, para velocidades del motor de hasta 3500 r.p.m. Esto concuerda con resultados de estudios anteriores que presentan la misma tendencia [43]. Esta reducción en ϕ se explica por la presencia de oxígeno en la composición del combustible al mezclar la gasolina con etanol, lo que implica un dosado más pobre. Como consecuencia de esta combustión más cercana a la estequiométrica son varios los parámetros de rendimiento del motor que se ven beneficiados: potencia, par y eficiencia térmica al freno se ven incrementados mientras que el consumo específico de combustible al freno se reduce. Otros estudios como [44], también relacionan el incremento de la eficiencia térmica provocado por el etanol con el mayor pico de presión en el cilindro debido a una más rápida liberación de la energía del combustible durante la combustión.

Respecto al impacto del etanol en las emisiones del motor, la influencia está claramente determinada por el aumento en la eficiencia de la combustión. Al trabajar en valores de ϕ más cercanos a los estequiométricos, las emisiones de *CO*, provocadas por una combustión incompleta, disminuyen al aumentar la concentración de etanol, del 5 % al 2 % en volumen, para velocidades inferiores a 3500 r.p.m. De forma equivalente, la concentración de dióxido de carbono (*CO*₂) aumenta con la presencia de etanol, del 12 % al 14 % aproximadamente, para el mismo rango de velocidad. El dosado más pobre y la combustión más completa, favorecen la reducción en la concentración de *HC*. Por último, el aumento de eficiencia de combustión da lugar a temperaturas más elevadas en el cilindro, provocando un incremento en la concentración de *NO*_x en los gases de escape del motor.

En la línea del estudio de la resistencia a la autoignición, en la investigación llevada a cabo en el año 2009 por Cooney et al. [18], se estudia el comportamiento que tiene la mezcla de etanol con gasolina a distintas concentraciones (gasolina pura,

E20, *E40*, *E60* y *E84*), incluyendo variaciones en la relación de compresión y en el tiempo de ignición. Los ensayos se llevan a cabo en un motor de cuatro tiempos, monocilíndrico y con relación de compresión (RC) variable de tipo CFR (*Cooperative Fuel Research*) (ver Sección 2.3).

Los aspectos considerados para análisis son, en primer lugar, la “relación de compresión límite antes de la autodetonación” (*Knock-Limited Compression Ratio, KLCR*) que se define como la máxima relación de compresión que puede alcanzarse, disparando la bujía para conseguir par máximo, sin que se produzca autoignición. Se demuestra que el KLCR aumenta de manera casi lineal con la concentración de etanol, desde 8 : 1 para la gasolina pura hasta alcanzar un máximo de 16 : 1 para la mezcla *E84*.

Por otra parte, se estudia el impacto del etanol en el perfil de fracción de combustible quemado (*Mass Fuel Burned, MFB*), que se define como el porcentaje acumulativo de combustible quemado durante la combustión, medido en ángulo del cigüeñal y normalizado con el valor máximo del mismo. Este parámetro permite conocer la velocidad con la que se libera la energía contenida en el combustible a lo largo del proceso de combustión. Al analizar el MFB, se observa la influencia de la mayor velocidad de llama laminar del etanol. Se comprueba que la concentración de etanol afecta a la forma del perfil MFB, en concreto, la duración total de MFB, ángulo total desde el 0 % – 100 %, es mínima para el *E84* y máxima para la gasolina pura. Esto se produce por un aumento en la pendiente del perfil de MFB con el aumento de etanol, lo que implica una mayor velocidad de liberación de calor. Se demuestra que el contenido en etanol tiene una ligera influencia en la duración de la primera etapa de la combustión (0 %-10 % de MFB), estando influenciada principalmente por la relación de compresión, disminuyendo desde 12.55° para RC 8 hasta 5.4° para RC 16. Respecto a la duración de la parte principal de la combustión (10 % – 90 % de MFB), se observa que disminuye cuando la fracción de etanol aumenta hasta el 20 %, con RC de 8 y 10. Una concentración en etanol por encima del 20 % demuestra poca influencia en la duración de la parte principal de la combustión.

Estos resultados están en concordancia con el estudio llevado a cabo por Than-gavel et al. [44], en el que se comprueba que, en general, la máxima tasa de liberación de energía, y por tanto la velocidad de la combustión, aumenta al aumentar la proporción de etanol en la mezcla con gasolina, desde el 0 % hasta el 100 %, debido a la mayor velocidad de llama laminar. Respecto a la primera fase de la combustión, en este estudio se observa una pequeña disminución en su duración, para pequeñas proporciones de etanol, sin embargo el efecto de la carga del motor es predominante. La duración de la fase correspondiente al 10 %-50 % MFB también presenta una reducción al aumentar la cantidad de etanol, confirmando el incremento de la velocidad de combustión provocado. El incremento en la velocidad de la combustión producido por la mayor velocidad de llama laminar del etanol respecto a la de la gasolina, provoca una disminución en las variaciones ciclo a ciclo de la combustión, especialmente a una concentración de etanol del 10 % [45].

Siguiendo en la línea de la investigación de la autoignición y el número de octanos de mezclas de gasolina y etanol, Foong et al. [46] llevaron a cabo en el año 2014 un estudio del octanaje de gasolinas, hidrocarburos simples sustitutos de la gasolina (isooctano, n-heptano y tolueno), etanol y las mezclas de todos ellos. Los hidrocarburos simples mencionados tienen la capacidad de reproducir, en determinadas proporciones, las propiedades de la gasolina. El isooctano y el n-heptano aportan el contenido en parafinas de la gasolina, mientras que el tolueno representa el contenido en compuestos aromáticos. La investigación se llevó a cabo siguiendo los estándares de la *American Society for Testing and Materials, ASTM* en un motor CFR.

La primera conclusión que se obtiene es que el aumento en el número de octanos producido en la mezcla de etanol con gasolina analizada en este trabajo difiere significativamente de los resultados obtenidos en el año 2012 por Anderson et al. [47], para mezclas a la misma concentración, con gasolina de diferente origen, pero el mismo octanaje. Esto implica que el efecto antidetonante y de aumento en el número de octanos producido por el etanol difiere significativamente en función de la composición de la gasolina.

Para comprender mejor los efectos del etanol se investiga el octanaje en mezclas con distintos hidrocarburos simples. Se observa una clara sinergia en las mezclas con parafinas, isooctano-etanol y n-heptano-etanol, obteniéndose un mayor número de octanos del que resultaría de un promedio teniendo en cuenta las concentraciones de los componentes. Por el contrario, la mezcla con aromáticos, tolueno-etanol, presenta un claro comportamiento antagonista, siendo insignificante el aumento de octanos de la mezcla respecto al etanol puro en concentraciones superiores al 40 % de etanol.

Por último, se analiza el octanaje de distintas mezclas de hidrocarburos simples, isooctano-n-heptano (primary reference fuels, PRF) e isooctano-n-heptano-tolueno (ternary reference fuels, TRF), a distintas concentración de etanol. Se comprueba que su comportamiento es totalmente coherente con el de las mezclas de etanol con los hidrocarburos por separado, a mayor concentración de tolueno en la mezcla TRF, el aumento en el número de octanos con el etanol disminuye. De la misma forma, se observa en los resultados de incremento de octanos al añadir etanol a diferentes gasolinas presentes en la literatura [47, 48, 49], que aquellas con menor contenido en compuestos aromáticos y mayor en parafinas presentan un mayor incremento.

También relacionado con el estudio de la autoignición de mezclas de hidrocarburos simples con etanol, Foong et al. llevaron a cabo un trabajo en el año 2016 [28], en el que se trata de determinar la influencia de la presencia de óxido de nitrógeno (NO) residual en la mezcla de aire con combustible. En este trabajo se trata de modelar la autoignición de distintas mezclas (PRF y TRF) con etanol, considerando distintas concentraciones de NO . A pesar de que no se consigue una gran concordancia entre los resultados del modelo y experimentales, se llega a la conclusión de que la presencia de NO a bajas concentraciones tiene una gran influencia en la autoignición de estas mezclas, provocando en todos los casos un adelanto en la misma. Estas conclusiones se suman a un creciente cuerpo de evidencias en este sentido [50, 51, 52, 53].

1.2.3 MEZCLAS BUTANOL-GASOLINA

Dado el gran interés reciente por el butanol como uno de los bioalcoholes de mayor potencial para su utilización en motores de combustión interna, tanto de encendido provocado como por compresión, son numerosas las investigaciones recientes que estudian el impacto de su utilización en distintos tipos de mezclas en el desempeño, emisiones y autoignición.

En términos de la resistencia a la autoignición de mezclas butanol-gasolina, un estudio llevado a cabo por Chen et al. [54] en un motor turbocargado de cuatro cilindros e inyección directa de gasolina muestra como la intensidad de la autoignición (ver Sección 2.2) aumenta un 39.4% y un 73.9% para mezclas gasolina-butanol al 30% y 50% en volumen en respecto a la gasolina pura, respectivamente. En otra investigación llevada a cabo por Zhang et al. [25] en un motor de las mismas características, se compara la resistencia a la autoignición de mezclas de gasolina con etanol (E10 y E20), n-butanol (n-B10 y n-B20) y gasolina pura (G100) mediante la medida de la intensidad de autoignición (ver Sección 2.2) a lo largo de 250 ciclos del motor. En la Tabla 1.1 se muestran los resultados de este estudio, junto los números de octano de las distintas mezclas utilizadas, calculados por el método de la fracción molar [55]. En dicho estudio se considera que un ciclo presenta autoignición cuando la intensidad de la autoignición supera los 70 kPa, momento en el que el sonido de la misma se hace audible.

Tabla 1.1: Número de octano y número de ciclos con autoignición para gasolina pura y mezclas gasolina-etanol y gasolina-n-butanol

	E20	E10	G100	n-B10	n-B20
Máxima intensidad de autoignición (<i>MPa</i>)	< 0.07	0.111	0.150	0.150	0.236
n° ciclos con autoignición	0	2	19	54	29
Numero de octanos	92.7	91.2	89	88.7	88.4

En esta misma línea se encuentran los resultados obtenidos por Wei et al. [56] en la investigación de la tendencia a la autoignición de gasolina (G100), n-butanol

($n - B100$) y mezcla de ambos al 20% en volumen de n-butanol ($n - B20$), en un motor monocilindrico CFR con inyección directa. En este estudio se observa que el orden de tendencia a la autoignición de estos combustibles es: $n - B20 > G100 > n - B100$. Se comprueba que la mezcla de gasolina-butanol presenta una menor resistencia a la autoignición que la de la gasolina pura. Respecto a la mayor resistencia del n-butanol puro en comparación con la gasolina, se explica por el hecho de que su menor número de octano [25] se ve compensando por un mayor valor del ratio entre el calor de vaporización y el poder calorífico inferior (CV/PCI), 18.24 para el n-butanol y 8.69 para la gasolina. El valor CV/PCI expresa la relación entre el calor que absorbe el combustible al evaporarse y el que introduce en forma de energía química y que liberará durante la combustión. Un mayor valor de CV/PCI implica una menor temperatura de los gases en la cámara de combustión, lo que tiene un efecto de aumento en la resistencia a la autoignición, que puede llegar a contrarrestar el menor número de octano, tal y como se desprende de este trabajo.

Los resultados mencionados concuerdan con el trabajo de Yacoub et al. [24], donde se encontró que las mezclas de gasolina con alcoholes de uno, dos y tres carbonos (metanol, etanol y propanol) implicaba un aumento en el número de octanos y por tanto en la resistencia a la autoignición, mientras que mezclas con alcoholes de mayor número de carbonos como butanol y pentanol (cuatro y cinco, respectivamente) reducía el número de octanos y la resistencia a la autoignición.

Las emisiones producidas por la combustión en distintos tipos de motores, de mezclas butanol-gasolina también han sido ampliamente estudiadas. En el trabajo realizado por Chen et al. [54] se observa como la temperatura del gas de escape se reduce al aumentar la proporción de n-butanol en la mezcla, dando lugar a una reducción en las emisiones de NO_x . A la mayor carga que se utiliza (1.8MPa de presión media efectiva al freno), se observa una reducción de 95K en los gases de escape y del 76% en las emisiones de NO_x respecto a la gasolina pura. Esta reducción de temperatura tiene como contrapartida un aumento en las emisiones de HC y de CO a medida que aumenta la concentración de butanol, debido a la menor oxidación

de estos compuestos.

En lo relativo a la duración de la combustión, numerosos estudios demuestran que el incremento de concentración en volumen de n-butanol en mezclas con gasolina reduce ligeramente la duración de la combustión [25, 54, 57, 58]. Un estudio realizado por Swaja y Naber [59] en un motor de compresión variable CFR observa una reducción en la duración de la primera fase de la combustión al incrementar el porcentaje de butanol en la mezcla con gasolina, mientras que la duración total es en general comparable a la de la gasolina pura. Esto concuerda con investigaciones [60] en las que se observa una velocidad de llama laminar del butanol superior a la de la gasolina, lo que provoca esta disminución, si bien no muy significativa, en la duración de la combustión. En un estudio llevado a cabo por Aleiferis y Behringer [61], mediante el análisis de la combustión en un motor con accesos ópticos, se observa que la velocidad de llama del etanol es superior a la del butanol, y la de este último superior a la de la gasolina.

1.3 HIPÓTESIS

Con base en todo lo anterior, se plantea la siguiente hipótesis para esta investigación:

La mezcla de biocombustibles, como bioalcoholes, con gasolina tiene un efecto significativo tanto en la duración de la primera fase de la combustión como en la presencia de autoignición, en un motor de encendido provocado. La relación de compresión es otro factor determinante tanto en esta duración como en la aparición e intensidad de la autoignición.

1.4 OBJETIVOS

1.4.1 OBJETIVO GENERAL

El objetivo general de la presente investigación es **caracterizar experimentalmente la influencia de la relación de compresión y mezclas de gasolina-bioalcoholes en la duración de la primera fase de la combustión, la aparición de autoignición y su intensidad, por medio de medidas de alta velocidad de presión en la cámara de combustión de un motor de relación de compresión variable CFR.**

1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Para la consecución del objetivo general se plantean los siguientes objetivos de carácter específico:

1. **Ampliar las capacidades de la instalación experimental CFR.**
2. **Preparar y caracterizar las mezclas de combustible a investigar.**
3. **Evaluar de forma experimental la duración de la primera fase de la combustión para distintas relaciones de compresión usando diversas mezclas de gasolina-bioalcohol.**
4. **Determinar las condiciones en las que se produce la autoignición y la intensidad de la misma para las distintas mezclas y relaciones de compresión.**

CAPÍTULO 2

MARCO TEÓRICO

En este capítulo se realiza una revisión de los conceptos teóricos involucrados en la presente investigación. Se comienza explicando el proceso de combustión en los motores de encendido provocado, así como el fenómeno de la autoignición. A continuación, se presenta la historia y las características del motor CFR en el que se realizan los ensayos. Por último, se exponen los conceptos básicos acerca de los bioalcoholes como biocombustibles

2.1 EL PROCESO DE COMBUSTIÓN EN MOTORES DE ENCENDIDO PROVOCADO

En los motores de encendido provocado, excepto en los de inyección directa, la carga de combustible se mezcla con el aire en el sistema de admisión y, por lo general, el combustible se inyecta en el puerto de admisión. Esta mezcla entra en el cilindro a través de la válvula (o válvulas) de admisión, dónde se mezcla con productos de la combustión que quedan en el cilindro. En el caso de motores con sistema de recirculación de gases de escape (conocido por su nombre en inglés *exhaust gas recirculation*, *EGR*), esta mezcla se produce también en la admisión. En la Figura 2.1 se muestra un esquema de los principales elementos de un motor de encendido provocado.

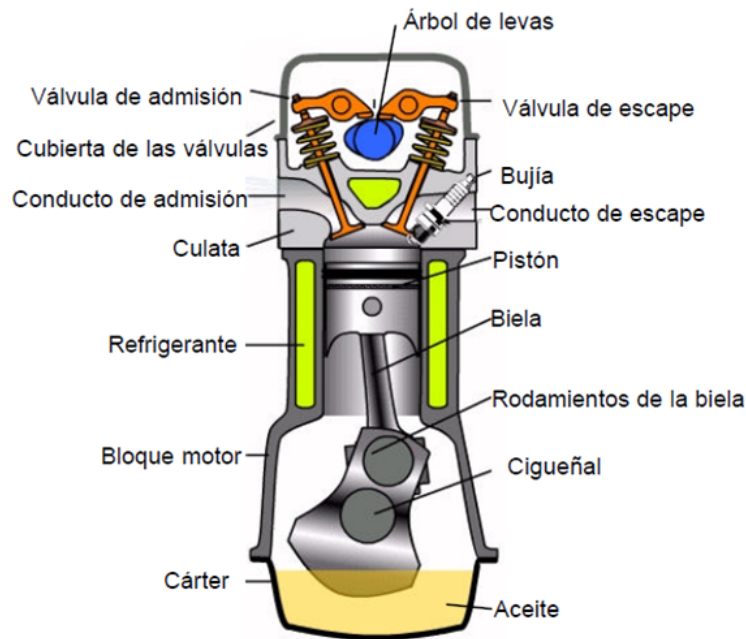


Figura 2.1: Esquema de la cámara de combustión y los sistemas de admisión y escape de un motor de cuatro tiempos de encendido provocado

Bajo condiciones de operación normales, el proceso de combustión comienza con un descarga eléctrica de la bujía situada en el cilindro, la cual se produce al

final de la carrera de compresión, alrededor de 30° de cigüeñal antes del punto muerto superior (PMS). Después de la inflamación del combustible, se produce una llama de tipo turbulento y predominantemente premezclado, que se propaga por el cilindro desde la bujía. La llama se extingue cuando llega a las paredes del cilindro, lo que sucede en torno a 15° después del PMS, durante la carrera de expansión. La combustión puede proseguir en ciertas zonas de la cámara durante otros 10° . El proceso de combustión puede dividirse en cuatro etapas: descarga de la bujía, desarrollo primario, propagación y extinción de la llama.

2.1.1 RELACIÓN DE COMPRESIÓN EN MOTORES DE ENCENDIDO PROVOCADO

La relación de compresión (Ecuación 2.1) se define como el ratio entre el volumen máximo del cilindro, el que tiene cuando el pistón se encuentra en el punto muerto inferior (PMI), y el volumen mínimo, cuando el pistón se encuentra en el punto muerto superior (PMS), también conocido como volumen de la cámara de combustión.

$$RC = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_d + V_{cc}}{V_{cc}} \quad (2.1)$$

, donde V_{max} y V_{min} son los volúmenes del cilindro cuando el pistón se encuentra en PMS y PMI, respectivamente. V_d es el volumen desplazado por el cilindro (también conocido como cilindrada del motor) y V_{cc} es el volumen de la cámara de combustión.

La relación de compresión tiene una gran influencia en parámetros como el par y la potencia generada por el motor, así como su rendimiento y la eficiencia en el uso de combustible. La eficiencia térmica se incrementa a medida que la relación de compresión aumenta, debido a la mayor presión alcanzada en el cilindro al final de la carrera de compresión, que aumenta el área encerrada bajo la curva en el diagrama

presión-volumen [62].

El valor máximo de relación de compresión que puede utilizarse en motores de encendido provocado está limitado por la aparición del fenómeno de la autoignición. Cuanto mayor es la relación de compresión, mayor es la temperatura y presión que debe soportar la mezcla aire/combustible durante la compresión y posterior combustión, favoreciendo su oxidación espontánea y descontrolada, antes de ser alcanzada por el frente de la llama generada por la bujía [63].

La duración de la primera fase de la combustión es otro parámetro que se ve fuertemente influenciado por la relación de compresión, disminuyendo a medida que ésta aumenta, debido al incremento de la temperatura de la mezcla aire/combustible en el momento de disparo de la bujía [18]

2.1.2 PRESIÓN EN EL CILINDRO DURANTE EL PROCESO DE COMBUSTIÓN

En la Figura 2.2 se muestran las curvas típicas de la presión en el cilindro de un motor de encendido provocado durante el proceso de combustión a lo largo de varios ciclos [63].

Inmediatamente después de la descarga de la bujía, la energía liberada por la llama que está comenzando a crecer todavía es demasiado reducida como para producir un incremento notable en la presión del cilindro respecto a la que se registra sin combustión. Una vez que la llama comienza a propagarse por el cilindro, la presión crece de forma estable, alcanzando un máximo después del PMS. En este máximo de presión el total de la carga aún no ha sido quemado. A partir de este punto, la presión en el cilindro se reduce a medida que el volumen aumenta en la carrera de expansión. Como se observa en la Figura 2.2, la curva de presión varía ciclo a ciclo, esto es debido a que el crecimiento de la llama depende de las características locales

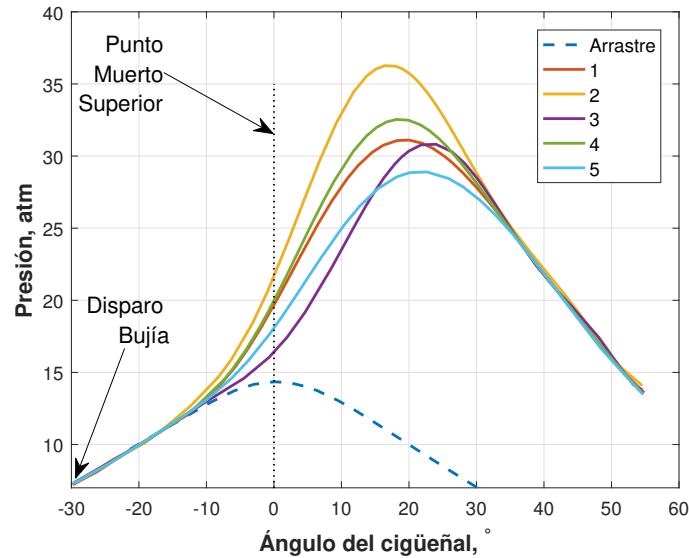


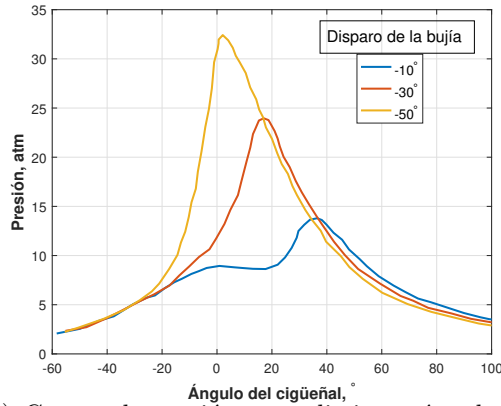
Figura 2.2: Curvas típicas de presión en el cilindro de un motor de encendido provocado

de la carga dentro del cilindro, teniendo mayor influencia las de la zona que rodean la bujía.

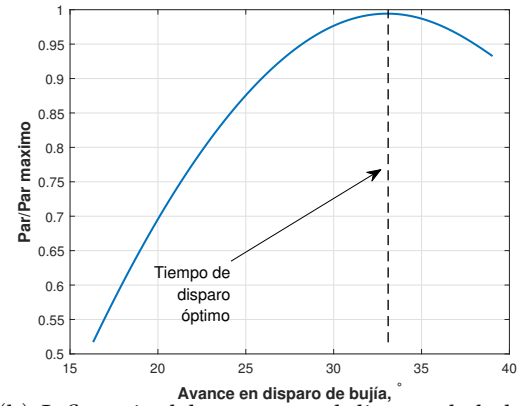
2.1.3 TIEMPO DE DISPARO PARA MÁXIMO PAR AL FRENO

La localización del proceso de combustión respecto al PMS del pistón (ángulo 0 del cigüeñal) tiene una gran importancia en lo referente al par generado por el motor. El momento en que se inicia el proceso de combustión, y por tanto su situación respecto al PMS, es controlado por la descarga de la bujía. El estudio de la curva de presión da una idea del porqué de esta influencia. Si se adelanta el disparo de la bujía muy por delante del PMS, se aumenta la presión en el cilindro durante la carrera de compresión, aumentando el trabajo que el pistón debe realizar sobre los gases. Por el contrario, el retraso del disparo provoca que el pico de presión ocurra más tarde en la carrera de expansión, con un mayor volumen de la cámara, y por tanto reduciendo su magnitud. El efecto del tiempo de disparo de la bujía en la forma de la curva de presión puede observarse en la Figura 2.3(a) [63]. El tiempo óptimo

de disparo dónde se consigue el máximo par es aquel en el que estos dos efectos se compensan. Cualquier variación respecto a este punto implica una reducción en el trabajo que los gases transfieren al pistón, ver Figura 2.3(b) [63].



(a) Curvas de presión para distintos ángulos de disparo de la bujía



(b) Influencia del avance en el disparo de la bujía sobre el par al freno

Figura 2.3: Efectos del tiempo de disparo de la bujía en la presión en el cilindro y en el par generado

2.1.4 FASES DE LA COMBUSTIÓN EN UN MEP. FRACCIÓN MÁSCICA DE COMBUSTIBLE QUEMADO

La fracción másica de combustible quemado (FMCQ) representa el tanto por uno de la masa de combustible presente en la carga que ha sido quemada. La curva de FMCQ con respecto al ángulo de cigüeñal es una característica fundamental del proceso de combustión y muestra la tasa de liberación de energía en dicho proceso. En la Figura 2.4, se puede observar la forma característica de esta curva a lo largo de varios ciclos [63], semejante a una S. Esta forma indica que la velocidad a la que se quema la mezcla de aire-combustible tiene un pequeño valor en la etapa inicial de la combustión, alcanza un máximo alrededor de la mitad del proceso y vuelve a caer a valores cercanos a cero en la etapa final.

Una forma común de caracterizar las fases de las que consta el proceso de

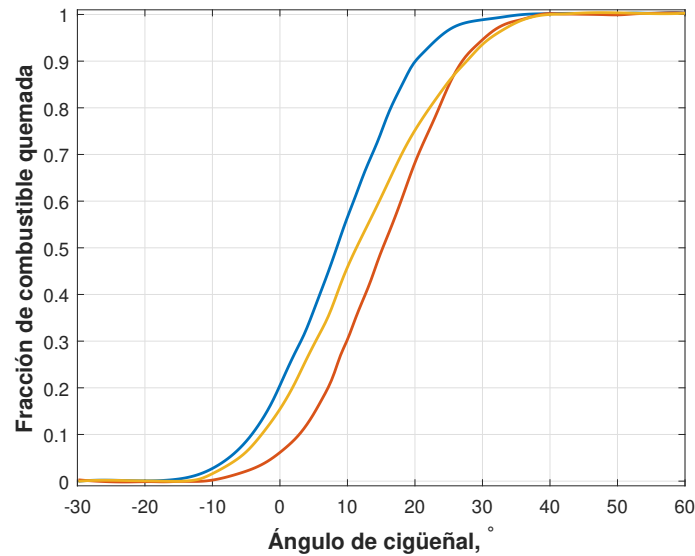


Figura 2.4: Ejemplos de curvas de FMCQ respecto al ángulo de cigüeñal

combustión es con base en las zonas de la curva de FMCQ. El proceso de combustión se divide comúnmente en tres etapas:

- **Desarrollo de la llama**

Comprende el ángulo de cigüeñal transcurrido desde la descarga de la bujía hasta que la FMCQ comienza a ser medible, suele considerarse un valor del 10 %. Esta etapa está influenciada principalmente por el estado de la mezcla, su composición y movimiento en las zonas que rodean la bujía, lo que a su vez depende de las condiciones de operación del motor (disparo de la bujía, relación estequiométrica), así como del combustible utilizado.

Está demostrado que la duración de esta etapa tiene una gran influencia en el subsiguiente proceso de combustión y desarrollo de la presión en cámara [64]. Una mayor lentitud de la etapa de desarrollo de la llama está ligada con mayores variaciones ciclo a ciclo en el proceso de combustión [65]. En [66] se comprobó que bajo las mismas condiciones de operación los ciclos con una menor presión en cámara correspondieron con aquellos en los que la duración de esta fase fue superior. En esta misma línea [67] demuestra una relación

entre mayores valores de presión media efectiva indicada y menor duración de la primera fase de la combustión.

- **Combustión rápida**

Comprende el ángulo de cigüeñal necesario para pasar del 10% al 90% de FMC quemado, durante el cual se quema el grueso de la carga. Esta etapa está principalmente influenciada por las características de la carga a lo largo de todo el cilindro.

- **Etapa final**

Durante esta etapa se quema el resto del combustible que queda en la cámara. Su duración no es fácilmente medible ya que la tasa de liberación de energía es de una magnitud comparable a la de otros procesos de transferencia de energía como la transferencia de calor por las paredes del cilindro.

Los cambios de presión en el cilindro se deben principalmente al cambio de volumen del mismo y a la combustión de la carga inducida. Otros fenómenos que también influyen, aunque en menor medida que los anteriores, son la transferencia de calor, el flujo por las “grietas” del cilindro y la cámara de combustión y las pérdidas al cárter o *blowby*. Dado que la influencia del volumen es fácil de determinar, se puede obtener información acerca de la tasa de combustión de la carga a partir de medidas precisas de la presión en el cilindro. La influencia del resto de fenómenos mencionados se puede tener en cuenta mediante la incorporación de los modelos correspondientes, que pueden ser de mayor o menor complejidad dependiendo de la precisión requerida.

2.2 EL FENÓMENO DE LA AUTOIGNICIÓN EN LOS MOTORES DE ENCENDIDO PROVOCADO

Se define *autoignición* como el proceso de combustión en el que parte o toda la carga del cilindro comienza a reaccionar de forma esencialmente espontánea, sin la acción de una fuente externa, ya sea antes o después de la descarga de la bujía, liberando la energía química contenida en ella de forma extremadamente rápida. La reacción espontánea se produce cuando la carga del cilindro es comprimida hasta una presión y temperatura suficientemente elevada como para producir la oxidación del combustible sin necesidad de chispa. La rápida liberación de energía, por lo general y dependiendo del momento en que ocurra, da lugar a un incremento súbito de la presión en la zona o zonas en las que se produjo la autoignición [63].

El incremento local de presión produce una onda expansiva que rebota en las paredes del cilindro, haciéndolo vibrar en su frecuencia de resonancia natural. Esta vibración genera el sonido metálico característico que suele acompañar la autoignición, comúnmente denominado por su nombre en inglés *knock*. Según la *teoría de la autoignición*, la causa del *knock* es la reacción espontánea de la carga. Aunque existe una explicación alternativa para el origen del *knock*, la *teoría de la detonación*, la teoría de la autoignición es más ampliamente aceptada en la actualidad, debido a recientes evidencias que la respaldan [68].

La onda expansiva generada se traduce en fluctuaciones de alta frecuencia en la presión, superpuestas a la curva de presión típica del cilindro, y cuya amplitud decae con el tiempo. En la Figura 2.5 se observa la forma típica de la curva de presión en el cilindro ante la presencia de autoignición, en este caso producida después de la descarga de la bujía [63].

La autoignición en los motores de encendido provocado es un fenómeno de combustión anormal, cuya ocurrencia es indeseable y que, en casos graves, puede

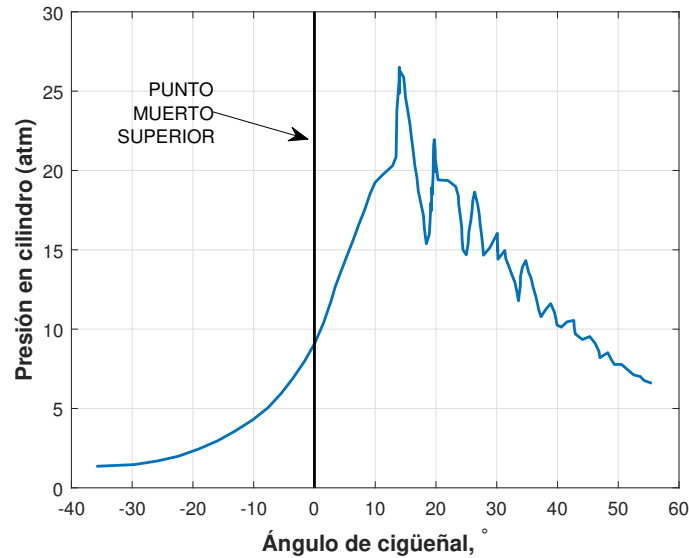


Figura 2.5: Curva de presión en cilindro con autoignición

provocar serios daños en el motor. Por otra parte, el fenómeno de la autoignición limita el rendimiento del motor, ya que establece un máximo ratio de compresión en el que el motor puede trabajar de forma aceptable, para un determinado tipo de combustible, así como el máximo avance de la ignición admisible. Esto último se debe a que un disparo de la bujía muy adelantado localiza el pico de presión antes en el ciclo de expansión, por tanto con un menor volumen en la cámara de combustión, produciendo una mayor amplitud del mismo y por tanto propiciando la autoignición [62].

Existen distintos métodos para medir de forma cuantitativa la intensidad de la autoignición, siendo el principio fundamental de estas medidas la magnitud de las oscilaciones de alta frecuencia que se producen sobre la señal de presión en cámara ante la presencia de autoignición. Dado que las fluctuaciones de la presión en cámara producidas por la autoignición son de una frecuencia elevada, una técnica habitual es aplicar un filtro de frecuencia tipo paso-banda a esta señal para aislar las frecuencias causadas por la autoignición [69].

Con base en la literatura existente, se observa que las frecuencias de corte del

filtro paso-banda empleado varían muy ligeramente entre distintos trabajos, siendo de $4 - 20kHz$ en [25, 54] o $3 - 25kHz$ en [56, 70, 71]. Una vez filtrada la señal, su máxima amplitud es considerada como la medida de la intensidad de autoignición en todos los trabajos citados anteriormente, ya que está directamente relacionada con la cantidad de gas que ha reaccionado de forma espontánea y con el potencial daño que puede ser provocado al motor. En la Figura 2.6 se muestra el resultado de la aplicación de este filtro paso-banda a una señal de presión en cámara en un ciclo con autoignición y el valor de la intensidad de autoignición calculado según el método empleado por Zhang et al. [25]

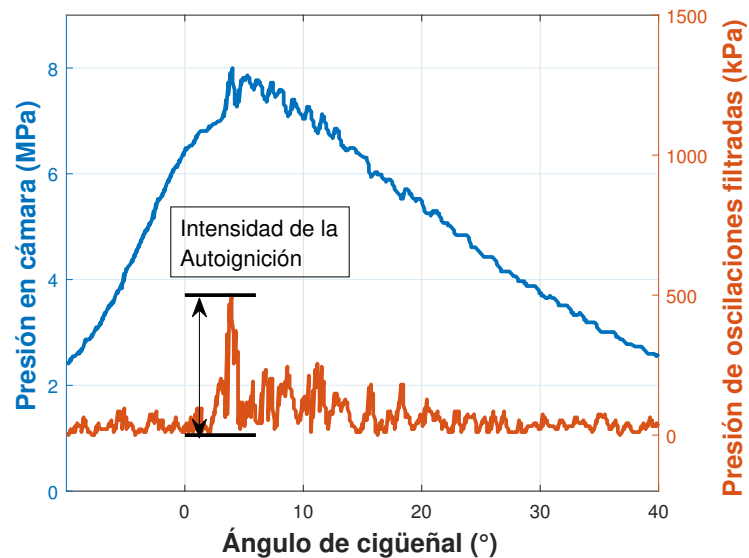


Figura 2.6: Señal de presión en cámara con autoignición, resultado de filtro paso-banda e intensidad de la autoignición

Debido a la complejidad y aleatoriedad del fenómeno de la autoignición, para caracterizar la resistencia de un combustible a la misma, se analiza la intensidad de la autoignición durante un elevado número de ciclos, comprendido entre 100 y 250. Para el análisis de estos datos, se define un umbral de autoignición, esto es, un valor de intensidad de autoignición a partir del cual se considera que se ha producido autoignición durante la combustión. Este valor depende del tipo de motor con el que se está trabajando y generalmente se considera aquel a partir del cual el sonido

metálico característico de este fenómeno es claramente audible, estando por lo general en el rango de 50-100 kPa. Algunos de los indicativos de resistencia a la autoignición de combustibles son la media estadística de la intensidad de autoignición, el valor máximo de la misma o el porcentaje de ciclos en los que se produjo el fenómeno, también denominado *probabilidad de la autoignición* [25, 56, 54].

2.2.1 RESISTENCIA DE LOS COMBUSTIBLES A LA AUTOIGNICIÓN: EL NÚMERO DE OCTANO

La aparición de autoignición depende de numerosos factores, entre ellos, varios están directamente relacionados con el diseño y la operación del motor, que determinan la temperatura y presión que alcanza la mezcla de aire y combustible en el cilindro, así como el tiempo que soporta estas condiciones. No obstante, la autoignición está influenciada en mayor medida por la capacidad del combustible para resistir estas condiciones sin reaccionar.

La capacidad de resistir la autoignición varía de forma significativa entre distintos hidrocarburos simples y depende principalmente del tamaño y estructura de las moléculas que los componen. A continuación se describen estos efectos en hidrocarburos simples [63, 62]:

- **Parafinas** Una mayor longitud de la cadena de carbonos aumenta la tendencia a la autoignición. La incorporación de cadenas laterales, lo que compacta los átomos de carbono y reduce la longitud de la cadena, reduce esta tendencia. La incorporación de grupos metil (CH_3) a un lado de la cadena en las posiciones segunda o central, también reduce la tendencia.
- **Olefinas** La introducción de dos o tres dobles enlaces en la cadena provoca un descenso significativo en la tendencia a la autoignición, con excepción del acetileno (CH_2), etileno (C_2H_4) y propileno (C_3H_6).

- **Naftalenos y aromáticos** Los naftalenos presentan una tendencia a la autoignición significativamente más elevada que los aromáticos del mismo tamaño. La incorporación de dos o tres dobles enlaces tiene un efecto similar al caso de las olefinas. El alargamiento de la cadena lateral unida al anillo principal incrementa la tendencia, mientras que su ramificación presenta el efecto contrario.

La resistencia a la autoignición de los combustibles puede ser mejorada mediante diversos aditivos, que representan un menor costo que modificar su composición mediante el proceso de refinación. Algunos de los más utilizados y efectivos agentes antidetonantes son los alquilos de plomo, como el tetraetilplomo $((C_2H_5)_4Pb)$ o el tetrametilplomo $((CH_3)_4Pb)$, que se descomponen dando lugar a óxido de plomo (PbO) , el cual inhibe las reacciones que dan lugar a la autoignición. Su uso fue reduciéndose a partir del año 1970 debido a los problemas de toxicidad ambiental y envenenamiento de catalizadores que provocaban, por lo que hoy en día ya no están presentes en los combustibles comerciales. Debido a esto, el uso de compuestos orgánicos con contenido en oxígeno como aditivo en las gasolinas para mejorar su resistencia a la autoignición comenzó a incrementarse. Algunos de estos compuestos son bioalcoholes como el metanol (CH_3OH) y el etanol (C_2H_5OH) , que además de ser atractivos por sus propiedades antidetonantes, presentan el beneficio de que pueden producirse a partir de biomasa.

Dado que las gasolinas comerciales están formadas por una combinación de hidrocarburos y diversos aditivos, se necesita una medida de origen empírico para su resistencia a la autoignición. El *número de octano* ($N.O.$) es una medida práctica de la resistencia de un combustible a la autoignición: cuanto mayor es su valor, más elevada es la resistencia del combustible. El $N.O.$ está basado en dos hidrocarburos que definen los límites de la escala. Por definición, el n-heptano ($n - C_7H_{16}$) tiene un $N.O.$ de cero y el isoctano ($C_8H_{18} : 2, 2, 4 - trimetilpentano$) de 100. La elección de estos hidrocarburos se debe a la gran diferencia en el comportamiento ante la autoignición que presentan y a que, en el momento en que se definió la escala,

el isooctano tenía un mejor comportamiento que cualquier gasolina. Las mezclas entre ambos representan la resistencia a la autoignición correspondiente a $N.O.$ intermedios. Una mezcla del 10 % de n-heptano con un 90 % de isooctano tiene un $N.O.$ de 90. El $N.O.$ de un combustible cualquiera se calcula comprobando que mezcla de n-heptano e isooctano tiene una resistencia a la autoignición equivalente, a partir de medidas de autoignición realizadas en un motor estandarizado (ver Sección 2.3).

Existen distintos métodos para la determinación del $N.O.$ de un combustible, dos de los más aceptados, son los desarrollados por la *American Society for Testing and Methods* (ASTM): El método de investigación (descrito en la norma ASTM D-2699 [36]) y el método de motor (norma ASTM D2700 [37]). El método de motor emplea condiciones de operación más severas (mayor velocidad y temperatura del aire en la admisión) que el método de investigación, por lo que representa mejor las condiciones reales de funcionamiento de un motor en la carretera, y suele arrojar un valor de $N.O.$ más reducido. La determinación del $N.O.$ mediante los métodos normalizados por la ASTM se realiza en un motor de cuatro tiempos, monocilíndrico y de relación de compresión variable tipo CFR.

2.3 EL MOTOR DE COMPRESIÓN VARIABLE TIPO C.F.R.: MOTIVACIÓN E HISTORIA

En los inicios del Siglo XX, la industria de producción de motores de combustión interna con fines de transporte tuvo un enorme auge. Durante esta época, uno de los principales limitantes del rendimiento de los motores era la autoignición, que obligaba a la fabricación de motores con bajas relaciones de compresión, lo que motivó una fuerte investigación en lo relacionado a la mejora de las características antidetonantes de los combustibles. En el año 1915, tras años de investigación enfocada a mejorar la refrigeración de los motores, la industria aceptó que el fenómeno de

la autoignición dependía en gran medida de la calidad de los combustibles. A partir de ese momento, comenzó la investigación de aditivos que aumentaran el *N.O.*. A pesar de que se demostró la eficacia del etanol y el tetraetilo de plomo como aditivos, seguía existiendo el enorme problema de la falta de un método estandarizado para la medida de esta propiedad. Debido a esto último, los fabricantes tenían que diseñar sus motores para poder funcionar con el combustible de menor calidad disponible, prueba de ello es que los ratios de compresión permanecieron en el rango de 4 a 4.5 hasta el año 1929.

En respuesta a estas necesidades, en el año 1920, se creó el *Cooperative Fuel Research (CFR) Committee*, formado tanto por productores de combustible como por fabricantes de motores. En 1928, el comité decidió que el primer paso para la estandarización del test de resistencia a la autoignición era el diseño de un motor monocilíndrico de compresión variable normalizado, en el que se llevaran a cabo esas pruebas. A finales de ese mismo año, el comité aceptó el diseño propuesto por la compañía *Waukesha Motor Company*, que paso a conocerse como *motor CFR*, y que incorporaba, entre otras mejoras, un medidor de *knock* para la determinación de forma objetiva de la intensidad de la autoignición. Desde que el motor fue lanzado en el 1929, la compañía ha llevado a cabo ciertas mejoras, esencialmente en los sistemas de electrónica y control, sin embargo, el grueso de los principios de diseño y la geometría de la cámara de combustión permanecen intactos en el modelo actual.

El lanzamiento del motor CFR mejoró la capacidad de la industria de los automóviles y de los combustibles de adaptar sus productos, gracias al estándar de medida de calidad de los combustibles que proporciona. El desarrollo de los test de autoignición que siguió al lanzamiento del motor CFR permitió un rápido incremento en el *N.O.* de los combustibles. Durante la década de 1930, el *N.O.* se incremento desde 55 hasta 70, lo que supuso un aumento del 35 % en la eficiencia de los motores. La investigación en aditivos para incrementar el *N.O.*, esencialmente el tetraetilo de plomo y alquilantes, gracias al test de medida desarrollado, llevó a la producción de combustibles con *NO* de 87 y 100, para automóviles y aviones, respectivamente,

en el año 1938. Este rápido incremento en la calidad de los combustibles jugó un papel fundamental para la recuperación de la industria del automóvil norteamericana durante la gran recesión, en la victoria de los aliados en la Segunda Guerra Mundial, gracias al incremento en la potencia de los motores de aviación, así como en el establecimiento de la industria automovilística y de combustibles presente en la actualidad [72, 68, 73].

2.4 BIOCOMBUSTIBLES

Los biocombustibles son combustibles cuya obtención se realiza a partir de materia prima orgánica o biomasa. Son considerados una fuente de energía renovable, dado que la materia prima de la que se obtienen se renueva de forma natural, a partir del proceso de fotosíntesis por el que se transforma materia inorgánica en materia orgánica gracias a la energía aportada por el sol. Esta renovación se realiza a una velocidad muy elevada en comparación a aquella con la que se renueva la materia prima para la producción de combustibles fósiles, el petróleo, originado en un proceso de una duración del orden de los millones de años. Los biocombustibles pueden ser de naturaleza sólida (carbón vegetal, madera, residuos agrícolas), gaseosa (biogás, hidrógeno) o líquida (biodiésel, bioalcoholes). Se definen como biocarburantes aquellos biocombustibles que son empleados en los motores de combustión interna, siendo generalmente éstos de naturaleza líquida [74].

Los biocombustibles se pueden clasificar según el tipo de biomasa de la que procedan en biocombustibles de primera, segunda o tercera generación [11]. Los biocombustibles de *primera generación*, o convencionales, son aquellos que proceden de materias primas que también pueden ser utilizadas para la alimentación del ser humano, como azúcar, almidón o aceite vegetal. Los biocombustibles de *segunda generación* se producen a partir de materias primas no aptas para consumo humano. La materia prima puede provenir de desechos de la agricultura, industriales, comerciales, domésticos o cultivos no comestibles. Adicionalmente, si la materia prima

proviene de la agricultura, debe ser cultivada en una tierra que no pueda ser utilizada de forma eficiente para cultivos de aprovechamiento humano. Estos cultivos tampoco deben consumir gran cantidad de agua o fertilizante en su producción para poder ser considerados de segunda generación [75]. El término *biocombustibles de tercera generación* ha sido introducido recientemente, para referirse a los biocombustibles que provienen de las algas [76]. Aunque en un primer momento los combustibles derivados de algas eran clasificados como combustibles de segunda generación, la elevada producción de combustible a partir de una menor cantidad de recursos llevaron a varios expertos a sugerir su clasificación en una nueva categoría.

El potencial de producción de biocombustibles a partir de algas es muy superior tanto en calidad como en cantidad en comparación con otras materias primas. Esto se debe principalmente a dos características. En primer lugar, el aceite producido por algas puede ser refinado en diésel o en ciertos compuestos de la gasolina. Por otra parte, las algas puede ser modificadas genéticamente para producir etanol, butanol e incluso gasolina o diésel de forma directa. Sin embargo, a pesar de sus beneficios, las grandes cantidades de agua, nitrógeno, fósforo y fertilizantes requeridos para el cultivo de estas algas así como los costes mucho más elevados, hacen que se calcule que los biocombustibles procedentes de algas no sean viables hasta el año 2025.

2.4.1 EL METANOL COMO BIOCOMBUSTIBLE

Los procesos a partir de los cuales puede obtenerse biometanol son diversos, y dependiendo del proceso utilizado, se puede obtener metanol en estado líquido o gaseoso, siendo el primero el más utilizado como combustible en motores de combustión interna.

El proceso de pirólisis, consistente en reacciones a gran temperatura y presión en ausencia de oxígeno, ha sido empleado tradicionalmente para la producción de metanol líquido a gran escala [77]. Algunas de las materias primas utilizadas en

el proceso con las que mejores resultados de producción se han obtenido han sido cáscaras de avellana [78] y madera de haya [79]. Teniendo en cuenta que el metanol producido por este método proviene de biomasa que no compite con la alimentación, se considera un biocombustible de segunda generación.

Otro método para la síntesis de metanol es mediante la gasificación de biomasa o carbón para la producción de gas de síntesis o *syngas*, del que posteriormente puede ser obtenido el metanol [80]. Cifre y Badr [81] estudiaron la utilización de hidrógeno (H_2) renovable en la producción de metanol mediante gasificación de biomasa, obteniendo una eficiencia de conversión en el rango 25 % – 44 %. Dong y Steimberg [82] propusieron la utilización del método *hynol*, que incrementa la eficiencia térmica del proceso. En este estudio se asegura que si el metanol producido por este método se utilizara en sustitución de la gasolina convencional se podría alcanzar una reducción media del 41 % en las emisiones de CO_2 .

La bacteria metanotrófica *Methylosinus trichosporium* ha sido empleada como biocatalizador en la producción de metanol a partir de gases como CO_2 y CH_4 sin necesidad de utilizar H_2 , en el proceso conocido como biosíntesis del metanol [83].

Otros métodos para la obtención de metanol son los procesos fotoelectroquímicos y la electrólisis. El primero utiliza celdas fotoelectroquímicas que emplean CH_4 o CO_2 de gas natural o biomasa para producir metanol e hidrógeno [77]. Los métodos de electrólisis comprenden varias técnicas, como la producción de metanol a partir de H_2 , CO y O_2 , formado de la electrólisis de biomasa [84], o a partir de la reacción de agua con CO y H_2 [85].

2.4.2 EL ETANOL COMO BIOCOMBUSTIBLE

El etanol es el alcohol más común producido de forma biológica, por la acción de microorganismos a través del proceso biológico anaeróbico de fermentación de azúcares. A la fermentación siguen los procesos de destilación, para aumentar la

concentración en etanol, y deshidratación, para reducir su contenido en agua. Hasta la fecha es también el alcohol más utilizado como biocombustible, principalmente como aditivo a la gasolina, debido a las propiedades de aumento en el número de octano y mejora de la combustión mencionadas en el Capítulo 1. Distintos carbohidratos complejos como la celulosa, hemicelulosa y almidón pueden ser convertidos en azúcares simples como la glucosa mediante el proceso de hidrólisis, y por tanto servir como materia prima para la producción de etanol. El valor de una materia prima para la producción de etanol depende de forma directa de la facilidad con la que esta pueda ser convertida en azúcares simples [86].

El etanol puede ser considerado como un combustible de primera, segunda o tercera generación dependiendo del tipo de materia prima del que se obtenga. El etanol producido a partir de los azúcares del trigo, caña de azúcar o maíz es considerado como un biocombustible de *primera generación* ya que son plantas de uso alimenticio. Otra de las principales fuentes de materia prima para la producción de etanol es la biomasa rica en celulosa y hemicelulosa, procedente de la poda, restos de madera o papel, o cultivos ricos en celulosa no utilizados para alimentación, en cuyo caso se trataría de un biocombustible de *segunda generación*. El inconveniente del uso de esta materia es la necesidad de un proceso previo de hidrólisis para la obtención de azúcares más sencillos. En el caso de la celulosa, el rendimiento del proceso de hidrólisis depende de la magnitud en la que los pretratamientos químicos o mecánicos puedan alterar estructural y químicamente la biomasa [87]. En términos generales, la celulosa es insoluble en la mayoría de solventes, por lo que presenta un bajo rendimiento en la conversión a azúcares simples mediante hidrólisis. Por el contrario, la hemicelulosa es soluble en alcalís, lo que la hace más propensa a su conversión en azúcares por el proceso de hidrólisis [86]. Como se menciona anteriormente, el etanol también puede producirse a partir de algas alteradas genéticamente, considerándose en ese caso un biocombustible de tercera generación [11].

2.4.3 EL BUTANOL COMO BIOCOMBUSTIBLE

Hasta la mitad del siglo XX, el butanol era producido principalmente de forma biológica, mediante el proceso de fermentación ABE, del inglés *Acetone-Butanol-Ethanol*, del que se obtiene acetona, butanol y etanol en un r atio 3 : 6 : 1. Este proceso es llevado a cabo por bacterias del género *Clostridium*, a partir de materia prima rica en almidón. La producción de butanol de forma biológica dejo de ser rentable a principios de los años 60 debido a que se consiguió su obtención a partir de fuentes petroquímicas [88].

Algunas de las limitantes del proceso de fermentación ABE es la baja producción (< 3% en peso de butanol) debido a la alta toxicidad que presenta para los microorganismos, así como la gran cantidad de energía que requiere. Otro de los principales retos en este sentido es la utilización de materias primas que no compitan con el mercado alimenticio, pudiendo por tanto considerar el butanol producido como un biocombustible de segunda generación [89, 90].

Debido al reciente auge en la importancia de los biocombustibles mencionado en la Sección 1.1, el interés en la producción de butanol a partir de biomasa de forma factible desde el punto de vista económico ha crecido enormemente, alcanzando mayores concentraciones de butanol y mayor eficiencia volumétrica en la producción [91]. Una vía para la mejora de la competitividad de la producción de biobutanol es la modificación genética de los microorganismos encargados de la fermentación ABE, haciéndolos más resistentes a la toxicidad del butanol, aumentando la producción y reduciendo los costos [92]. Por otra parte, existe el problema del gran consumo de energía necesario para la separación y purificación del butanol después del proceso de fermentación. La técnica convencional de destilación puede llegar a requerir hasta un 220% del contenido energético del butanol [93, 90]. Esta cifra puede ser reducida drásticamente cuando el proceso de destilación se combina con técnicas de recuperación *in situ* [94]. Algunas de las técnicas más recientes de recuperación de butanol, como la propuesta por Patra cu et al. [90], en la que se alcanza un consumo

de $1.24kWh/kg$ de butanol, pueden ya ser utilizadas gran escala para la mejora del aspecto económico de la producción de biobutanol.

CAPÍTULO 3

METODOLOGÍA

En este capítulo se expone la metodología que se aplicará para alcanzar los objetivos planteados en la investigación, detallando el procedimiento empleado en cada una de sus distintas etapas.

En la Figura 3.1 se muestra un diagrama de flujo con la metodología aplicada para la realización de esta investigación. Así mismo, se muestra las dependencias temporales entre las distintas fases llevadas a cabo en su aplicación.

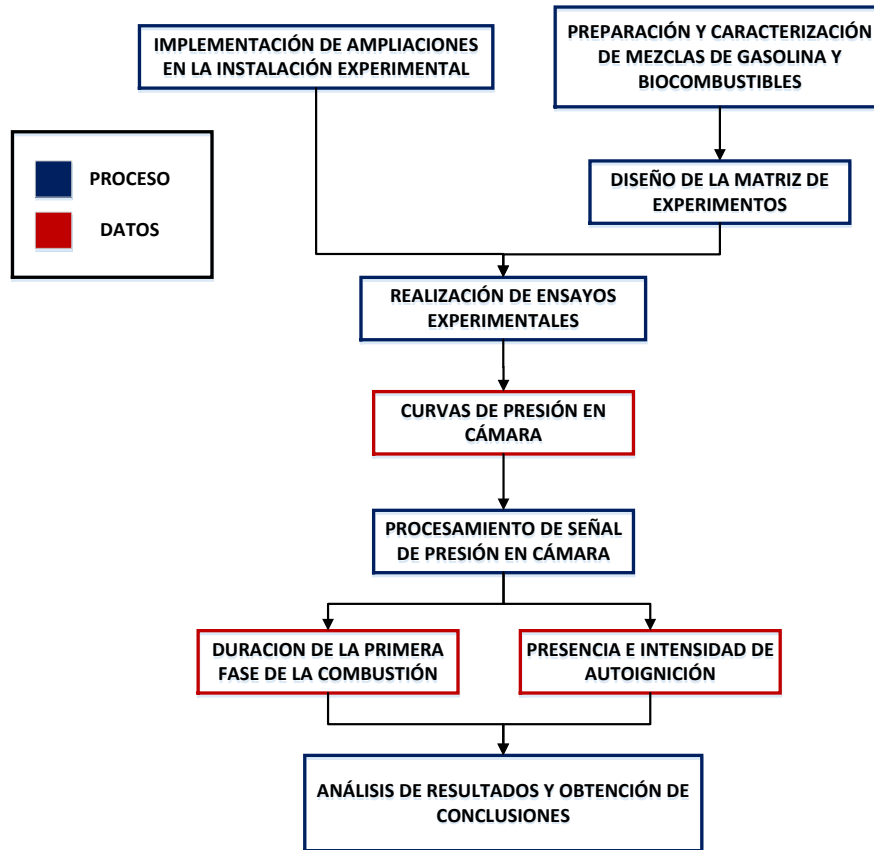


Figura 3.1: Diagrama de flujo de la metodología aplicada en la investigación

3.1 DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

La instalación experimental en la que se lleva a cabo esta investigación está integrada principalmente por un motor monocilíndrico de compresión variable tipo CFR. La instalación cuenta con todos los sistemas auxiliares que permiten su funcionamiento, así como el control y monitorización de las variables de interés. El proceso de puesta a punto y automatización de la instalación experimental, así como

las características técnicas de todos sus componentes, es explicado en detalle en la Tesis de P. Gómez-Gordo [95]. No obstante, en el presente documento se realizará una breve descripción de los sistemas que integran la instalación para facilitar su lectura.

En la Figura 3.2 se muestra el esquema hidráulico de la instalación experimental antes de las ampliaciones realizadas durante esta investigación.

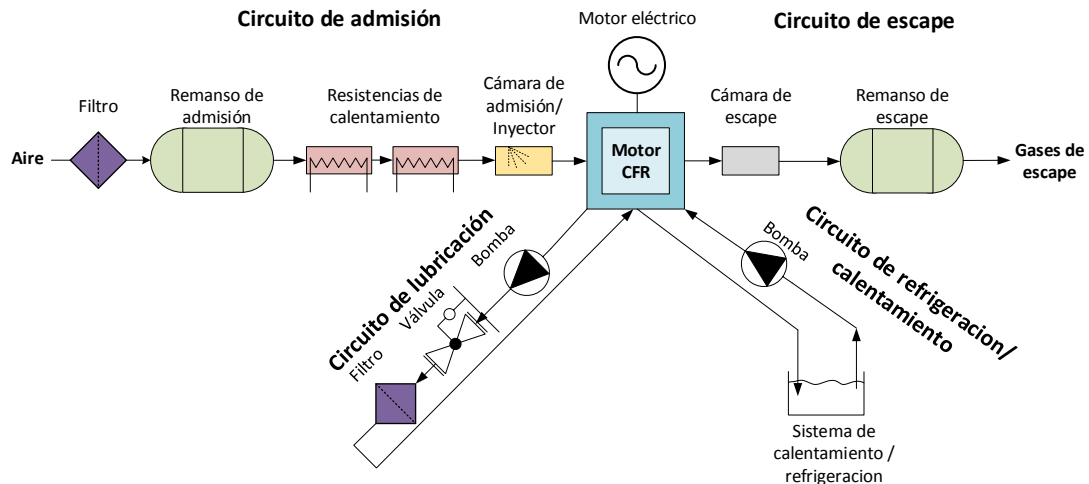


Figura 3.2: Esquema hidráulico antes de las ampliaciones realizadas

En la Figura 3.3 se muestra un esquema del sistema de adquisición y control de variables experimental de la instalación, antes de las ampliaciones acometidas en esta investigación.

Como se puede observar en estas figuras, la instalación experimental cuenta con todos los sistemas auxiliares necesarios para su correcto funcionamiento, según lo dispuesto en las normas ASTM [36, 37]. El motor eléctrico mostrado en la Figura 3.2 permite el movimiento del motor en arrastre y a una velocidad constante de 900 r.p.m. El circuito de lubricación asegura una presión en el circuito de aceite de 28 PSI para el correcto funcionamiento del motor, así mismo, se cuenta con sistemas de seguridad capaces de parar automáticamente el motor eléctrico en caso de que la presión del aceite en el circuito de lubricación baje de 25 PSI. Por último, el circuito de refrigeración/calentamiento establece la temperatura de la culata del motor en

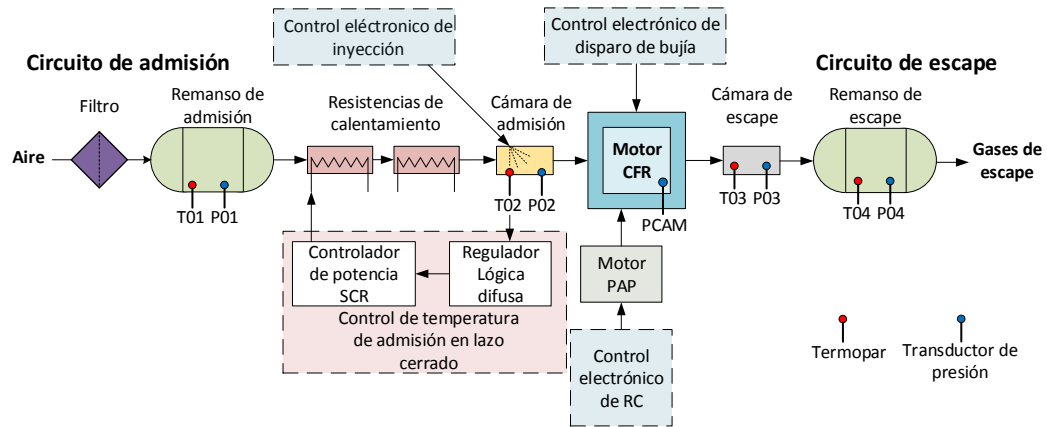


Figura 3.3: Esquema de adquisición y control de variables antes de las ampliaciones realizadas

70°C antes del comienzo de los ensayos. Posteriormente, este sistema se encarga de mantener constante esta temperatura una vez que se produce combustión en el motor.

Respecto al sistema de adquisición de datos y control, todas sus funciones están centralizadas en un controlador NI cRio 9074, que a su vez se comunica con una única aplicación con interfaz gráfica de usuario en el PC del laboratorio, mediante la cual el investigador es capaz de controlar, monitorizar y registrar todas las variables experimentales de interés. El sistema de control de la temperatura del aire en la admisión permite establecer la misma en un rango comprendido entre la temperatura ambiente y 90°C . El control electrónico de la inyección permite establecer el ángulo del cigüeñal en el que se realiza la inyección del combustible, así como la cantidad del mismo, mediante el control del tiempo de apertura del inyector, con una precisión de $1\mu\text{s}$. De igual forma, el control electrónico del disparo de la bujía permite establecer el ángulo del cigüeñal en el que se genera la chispa que provoca el inicio de la combustión, igualmente con una precisión de $1\mu\text{s}$. La relación de compresión (RC), una de las variables experimentales de mayor importancia en la presente investigación, es controlada mediante un motor paso a paso de elevada resolución (0.0144°), que actúa sobre el mecanismo original para variar la RC del

motor CFR. El método implementado para el control preciso de la RC es explicado detalladamente en [95]. Tal y como se observa en la Figura 3.3, el sistema monitoriza y registra la temperatura y presión en varios puntos de la instalación: remanso de admisión, precámara de admisión, precámara de escape y remanso de escape. La presión en el interior de la cámara de combustión, variable de mayor interés en esta investigación, es registrada a través de un transductor de presión *KISTLER 6061B* de la serie *ThermoCOMP*®, con una frecuencia natural máxima de $90kHz$, lo que permite la reconstrucción digital de las señales de presión de alta frecuencia propias del fenómeno de la autoignición (ver Sección 2.2). El transductor de presión se conecta a un amplificador de carga *KISTLER 5010B* que convierte la carga generada por el sensor, proporcional a la presión, en una señal de tensión con un rango $\pm 10V$, legible por los sistemas de medida de la instalación.

3.2 IMPLEMENTACIÓN DE AMPLIACIONES

PLANTEADAS PARA LA INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

Con el objetivo de controlar y registrar de forma precisa todas las variables experimentales de interés para la realización de esta, y futuras investigaciones, se han llevado a cabo distintas ampliaciones en la instalación experimental, que se detallan a continuación.

3.2.1 CONTROL DEL FLUJO DE AIRE EN LA ADMISIÓN.

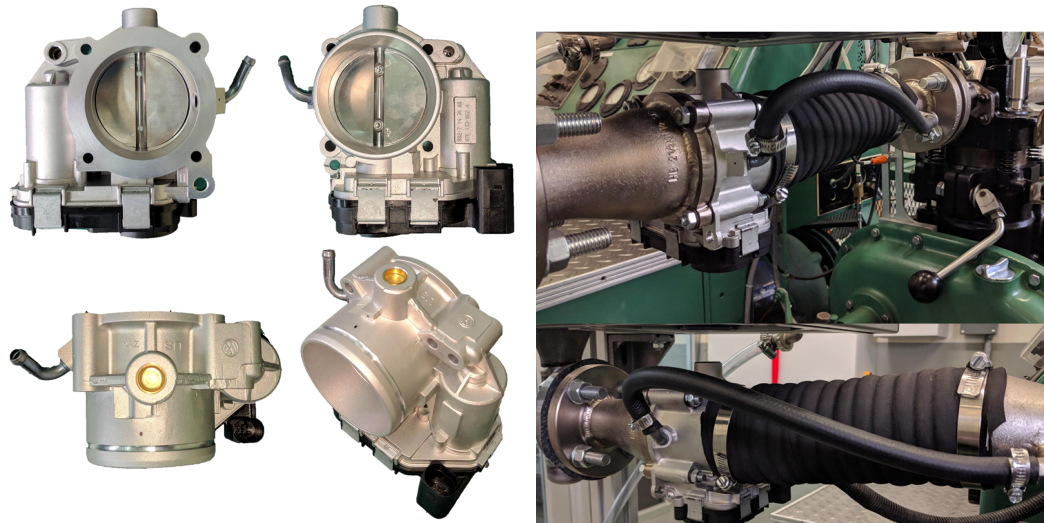
INSTALACIÓN DE CUERPO DE ACELERACIÓN ELECTRÓNICO

Según lo explicado en el apartado anterior, el aire que entra por el puerto de admisión no tiene restricción física alguna, por lo que se encuentra a la presión atmosférica. Esto implica que el motor siempre se trabaja a la máxima carga y que la cantidad de aire que se introduce al motor, y por tanto la cantidad de combustible

que es necesario inyectar para llegar a relaciones aire/combustible cercanas a la estequiométrica es elevada. Como consecuencia, el pico de presión producido en el cilindro, y por tanto el par generado, puede ser demasiado elevado, según los requerimientos. Teniendo en cuenta que por lo general el motor CFR debe trabajar en arrastre, y a una velocidad constante de 900 r.p.m., el exceso de par generado en determinados casos puede suponer un problema para mantener esa condición. Por todo ello, en el marco de esta investigación, se llevó a cabo la instalación de un cuerpo de aceleración electrónico que permite estrangular el flujo de aire en el circuito de admisión y así controlar la carga del mismo y el par generado por el motor cuando se da la combustión.

El cuerpo de aceleración seleccionado es del fabricante *Magneti Marelli* y corresponde al utilizado por el *Volkswagen Bora 2.5L*. Se trata de un cuerpo de aceleración electrónico, de forma que en el mismo elemento incorpora la válvula de mariposa que estrangula el flujo de aire, un motor DC a 12V y una etapa reductora para el movimiento de la misma, así como un potenciómetro que permite conocer un todo momento y de forma redundante la posición de la válvula. En la Figura 3.4(a) se muestra el cuerpo de aceleración electrónico utilizado y en la Figura 3.4(b) se muestra éste una vez instalado en la admisión del motor CFR.

Para controlar la posición de la válvula mariposa del acelerador, se implementó un sistema de control en lazo cerrado que actúa sobre el motor DC del cuerpo de aceleración y se realimenta con la posición de la válvula, obtenida de forma redundante través de los potenciómetros incorporados. La posición de la válvula se define como el tanto por ciento de apertura de la misma, correspondiendo el valor de 0% a la válvula completamente cerrada, y el 100% a la válvula completamente abierta. El sistema de control está compuesto por un regulador tipo PI, implementado dentro del software que centraliza todos los sistemas de control y adquisición de datos de la instalación. La acción integral garantiza alcanzar el valor deseado en régimen permanente, se decidió no implementar acción derivativa ya que el tiempo de respuesta no es crítico, pues basta con conseguir un tiempo de establecimiento del orden de



(a) Cuerpo de aceleración electrónico utilizado
do

(b) Montaje del cuerpo de aceleración en el
sistema de admisión

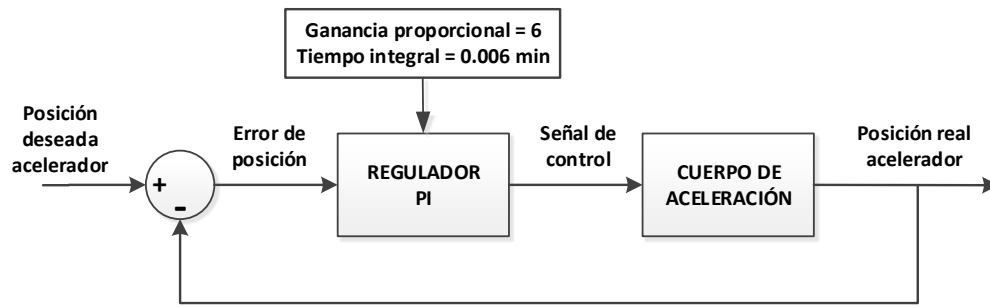
Figura 3.4: Cuerpo de aceleración empleado y montaje en la instalación experimental

2 segundos para el correcto funcionamiento del acelerador. El valor de la ganancia proporcional se eligió de forma que el tiempo de subida del sistema fuera inferior a 0.5 segundos, lo que se consigue con un valor de 6. El tiempo integral se fijó en 0.006 minutos, con el que se consigue un error absoluto en régimen permanente de menos del 1.5 % de apertura de la válvula. El tiempo de establecimiento del sistema obtenido con este regulador es inferior a 1.5 segundos. En la Figura 3.5(a) se muestra el esquema de control implementado, en la Figura 3.5(b) se muestra la respuesta del sistema a la señal de consigna.

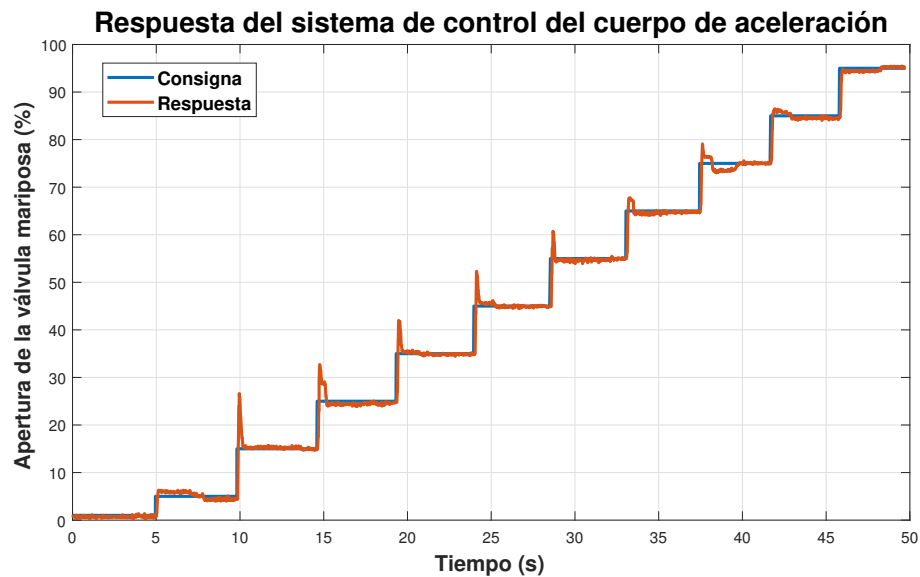
3.2.2 CONTROL DE LA ESTEQUIOMETRÍA DE LA COMBUSTIÓN.

INSTALACIÓN DE SENSOR DE FLUJO MÁSIKO EN LA ADMISIÓN

Para el control de la estequiometría de la combustión es necesario conocer la masa de aire que entra en el cilindro del motor, de forma que se pueda ajustar el tiempo de apertura del inyector, y por tanto la proporción másica aire/combustible.



(a) Esquema del sistema de control

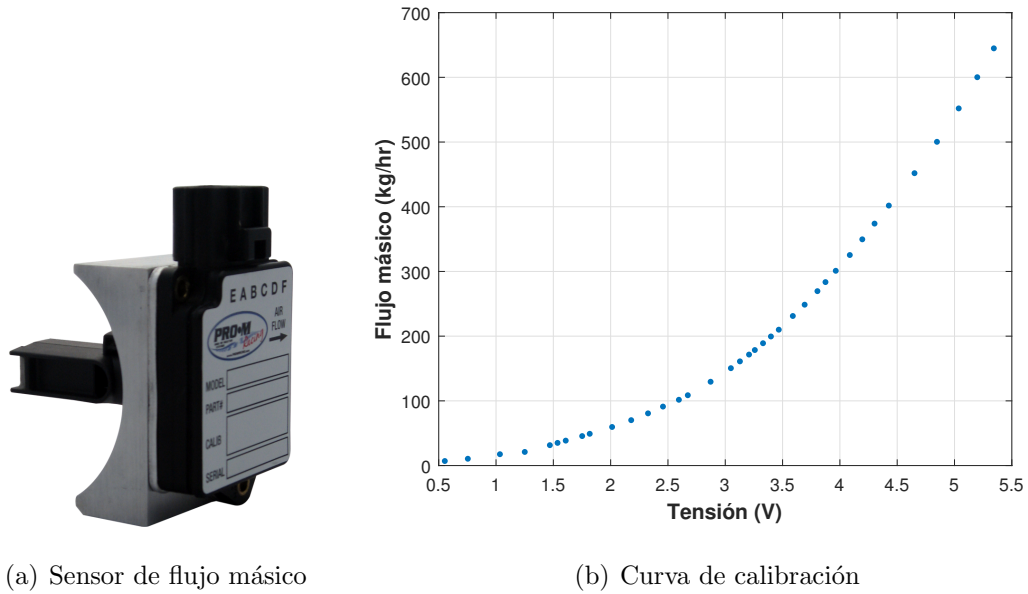


(b) Respuesta del sistema de control implementado

Figura 3.5: Sistema de control del cuerpo de aceleración electrónico instalado

Para esto, se instaló en el conducto de admisión un sensor de flujo másico *Pro-M Drop-In Sensor*, de la firma *Pro-M Racing*, que se muestra en la Figura 3.6(a). El sensor tiene un rango de medida comprendido entre 10 kg/hr y 500 kg/hr. La relación entre la entrada y la salida del sensor no es lineal, por lo que el fabricante proporciona una hoja de calibración de 37 puntos para realizar la conversión entre la medida en voltios proporcionada por el sensor y el flujo másico en kg/hr correspondiente. La calibración proporcionada se muestra en la Figura 3.6(b).

Mediante la librería *Curve Fitting* de *Matlab*[®], se obtiene una expresión analítica para relacionar la señal de tensión del sensor con el flujo másico en kg/hr.



(a) Sensor de flujo másico

(b) Curva de calibración

Figura 3.6: Sensor de flujo másico *Pro-M Drop-In Sensor* y curva de calibración proporcionada por el fabricante

En primer lugar, se analiza la calidad del ajuste obtenido mediante polinomios de grados 2 a 9, mediante dos indicadores de calidad del ajuste: la suma de errores al cuadrado (S.E.C.) y el valor eficaz del error (V.E.E), que se definen según (3.1) y (3.2), respectivamente.

$$SEC = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2 \quad (3.1)$$

$$VEE = \sqrt{\frac{SEC}{v}} \quad (3.2)$$

, dónde n es el número de puntos usados para el ajuste, en este caso 37, y_i es el valor “i-esimo” original en el eje y , \hat{y}_i el valor resultado del ajuste para el mismo punto del eje x que el anterior. Por último, $v = n - m$ es el grado de libertad residual, siendo m el orden del polinomio de ajuste. Los resultados obtenidos se muestran en la Tabla 3.1.

El polinomio de grado 7 muestra un valor de S.E.C. y V.E.E que representan

Tabla 3.1: Calidad del ajuste de polinomios de distintos grados a los puntos de calibración del sensor de flujo másico proporcionados por el fabricante

Grado del polinomio	S.E.C.	V.E.E.
2	1426	6.4769
3	270.31	2.862
4	101.93	1.7848
5	100.82	1.80
6	32.59	1.04
7	18.96	0.8
8	16.19	0.76
9	16.16	0.77

un error del 7.5 % y 0.32 %, respectivamente, en relación a la mitad del rango de medida (250 kg/hr). A partir de este grado, el aumento en el orden del polinomio ya no genera mejoras sustanciales en los errores cometidos.

El polinomio ajustado de grado 7 no puede calcularse en tiempo real mediante el chip FPGA del procesador c-RIO, dado que esta operación requiere una gran cantidad de recursos y provocaría un aumento del tiempo de ejecución del programa de control que resulta inadmisibles para los requerimientos de precisión del sistema. Para solventar este problema, se utilizó el polinomio de grado 7 para generar una nueva nube de puntos, equidistantes en el eje x con una separación de 0.15V (Figura 3.7).

La conversión de la tensión medida en el sensor a flujo másico se realiza mediante una interpolación lineal entre los puntos generados. Para ello, se introduce en el programa que se ejecuta en el chip FPGA una matriz que contiene las coordenadas x e y de la nube de puntos así como las pendientes entre ellos. El cálculo de la interpolación lineal tiene un coste computacional significativamente menor, lo que permite al código ejecutarse con la velocidad requerida, esto es, menos de 30 *ticks* del reloj del FPGA, que funciona a una velocidad de 40MHz. La diferencia entre el

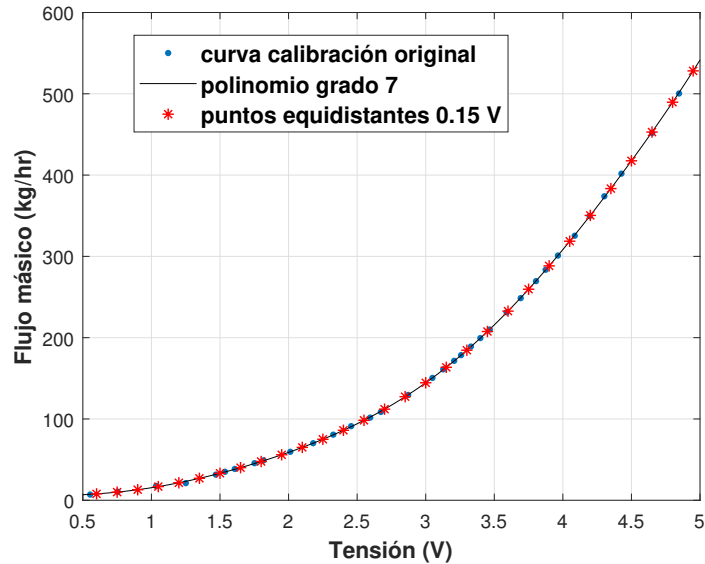


Figura 3.7: Obtención de puntos equidistantes para calibración mediante interpolación lineal

valor arrojado por este nuevo método y el polinomio de grado 7 es menor a 1 kg/hr para cualquier valor del rango de medida.

La instalación del sensor se realiza a la salida de las resistencias para calentamiento del aire de admisión, y aguas arriba del cuerpo de aceleración electrónico. En la Figura 3.8 se muestra el sensor una vez instalado en el conducto de admisión.

En la Figura 3.9 se muestra la medida obtenida del sensor para varios grados de apertura del cuerpo de aceleración, tras hacer la conversión de los valores de tensión a flujo másico. También se representa el momento en que se produce la apertura de la válvula de admisión (AVA) y el cierre de la válvula de admisión (CVA).

Como se puede observar, el flujo de aire generado por el motor no es uniforme, sino que aparece únicamente durante la carrera de admisión. Esto se debe a que el motor cuenta con un sólo cilindro, por lo que no es capaz de mantener un flujo uniforme a lo largo del tiempo. Para calcular la cantidad de aire que ingresa en el cilindro durante una carrera de admisión, se calcula el valor medio del flujo másico durante el periodo de tiempo en que la válvula de admisión está abierta, desde 10°



Figura 3.8: Sensor de flujo másico instalado en el conducto de admisión del motor después del punto muerto superior, durante la carrera de admisión, hasta los 34° después del punto muerto inferior, durante la carrera de compresión. El valor medio del flujo másico, si la señal fuese continua, se calcularía según la expresión:

$$\bar{m} = \frac{1}{T} \int_{t=a}^b \dot{m}(t) dt \quad (3.3)$$

, donde \bar{m} y $\dot{m}(t)$ son los valores medio e instantáneo del flujo másico medido en el conducto de admisión, en kg/hr, y a y b son los momentos de apertura y cierre de la válvula de admisión, respectivamente, y T es el tiempo total transcurrido entre a y b . Dado que la señal de flujo másico obtenida es discreta, es decir, solo se conoce su valor en determinados puntos del eje de tiempos, la integral aplicada para el cálculo debe ser numérica. La Ecuación 3.3 puede ser reescrita en su forma numérica como integral trapezoidal, según la expresión:

$$\bar{m} = \frac{1}{n \cdot \Delta T} \sum_{i=2}^n \left(\frac{\dot{m}_{i-1} + \dot{m}_i}{2} \right) \Delta T \quad (3.4)$$

, donde n es el número de muestras de flujo másico tomadas entre la apertura y el

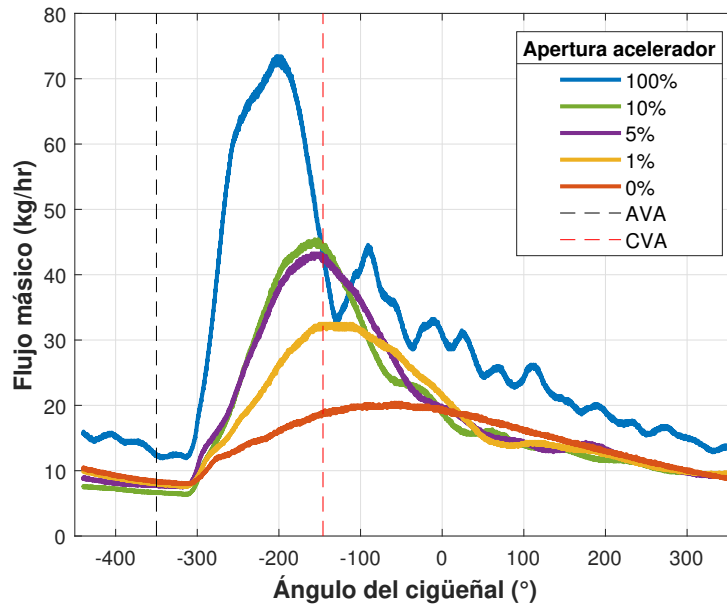


Figura 3.9: Medida de flujo másico para varios niveles de apertura del acelerador

cierre de la válvula de admisión, ΔT es el tiempo de muestreo de la señal, y \dot{m}_i es la “i-esima” muestra tomada. El tiempo de muestreo de la señal del sensor de flujo másico no es establecido a un valor constante de forma explícita, sino que se toma un valor por cada grado del cigüeñal, teniendo en cuenta que la velocidad de trabajo del motor es constante e igual a 900 r.p.m., el tiempo de muestreo es de aproximadamente $1.851 \cdot 10^{-4}$ segundos. Nótese que a pesar de que la velocidad del motor de arrastre es prácticamente constante, pueden ocurrir pequeñas variaciones que hagan variar el tiempo de muestreo de la señal de flujo másico, por lo que considerar el tiempo de muestro constante llevaría a cometer un cierto error. Para evitar esto, el software que realiza el cálculo de flujo másico medio durante la carrera de admisión mide el tiempo que transcurre entre las medidas tomadas, con una resolución de $1\mu s$, obteniendo el tiempo de muestreo exacto de cada medida y utilizándolo al aplicar (3.4). En este caso, el término ΔT de cada elemento del sumatorio será el tiempo de muestreo correspondiente a esa medida concreta, y el denominador de $\frac{1}{n \cdot \Delta T}$ se sustituye por la suma de los tiempos de muestreo, coincidente con el valor de T en (3.3).

Una vez obtenido el valor medio del flujo másico, en kg/hr, la masa de aire que entró al cilindro durante la carrera de admisión se calcula multiplicando éste por el tiempo total que la válvula estuvo abierta, en horas, mediante la expresión:

$$m = \bar{\dot{m}} \cdot T \quad (3.5)$$

, siendo m la masa de aire admitida en kg.

Una vez calculada la masa de aire que ha ingresado en el cilindro, el software de control calcula el tiempo de apertura del inyector, para establecer la relación estequiométrica fijada por el usuario. Para la realización de estos cálculos, el operario de la instalación debe introducir a través de la interfaz gráfica la relación aire/combustible estequiométrica para el combustible o mezcla de combustibles con los que se esté trabajando. Además, el usuario puede modificar el ratio A/F relativo (λ), de forma que se utilice una mezcla pobre ($\lambda < 1$), rica ($\lambda > 1$) o estequiométrica ($\lambda = 1$). La cantidad de combustible a inyectar se calcula mediante la expresión:

$$m_c = \frac{m_a \cdot \lambda}{AF} \quad (3.6)$$

, donde m_c y m_a son las masas de combustibles y aire, en gramos, respectivamente, AF es la relación aire combustible y λ el dosado relativo.

La inyección de combustible se realiza mediante un inyector de gasolina de la marca *Delphi & Rochester MPI* modelo 17091654 cuyo flujo volumétrico es de 282 cc/min [95]. Para obtener el flujo másico de combustible del inyector, el usuario debe introducir en la interfaz gráfica la densidad del combustible o mezcla de combustibles con la que se esté trabajando. El calculo del flujo másico de combustible por el inyector, y del tiempo que éste debe abrirse para la inyección de una determinada masa se realizan según (3.7) y (3.8), respectivamente:

$$\dot{m}_{in} = \dot{v}_{in} \cdot \eta_c \quad (3.7)$$

$$t_{in} = \frac{m_c}{\dot{m}_{in}} \quad (3.8)$$

, donde \dot{m}_{in} y \dot{v}_{in} son los flujos másico y volumétrico por el inyector, en g/s y cc/s respectivamente, η_c es la densidad del combustible o mezcla en g/cc y t_{in} es la duración del pulso para apertura del inyector, en segundos.

El sistema de control de la instalación experimental ha sido ampliado para que realice todos los cálculos explicados en tiempo real, para cada carrera de admisión, siendo capaz de controlar la relación estequiométrica de la combustión en todo momento.

3.2.3 SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS

Para la realización de esta investigación, la medida de la señal de presión en cámara ha sido adquirida mediante un sistema *YOKOGAWA DL850E*, que se muestra en la Figura 3.10.

De esta forma, se libera al controlador *cRIO 9470*, que centraliza todas las tareas de control y adquisición de datos, de la medida de mayor importancia en los ensayos experimentales. El equipo utilizado para la medida de la presión en cámara cuenta con el módulo de adquisición de señales de tensión modelo *701205*, que ofrece una frecuencia de muestreo de hasta 10 MHz. El sensor de presión utilizado tiene una frecuencia natural de 90 kHz. Con base en la revisión bibliográfica realizada, y tal como se explica en la Sección 2.2, las componentes de interés de la señal de presión de máxima frecuencia, debidas a la autoignición, están en el orden de los 25 kHz, por lo que la frecuencia natural del sensor es adecuada para la reconstrucción de las señales con presencia de autoignición. A la vista de esto, se establece la frecuencia

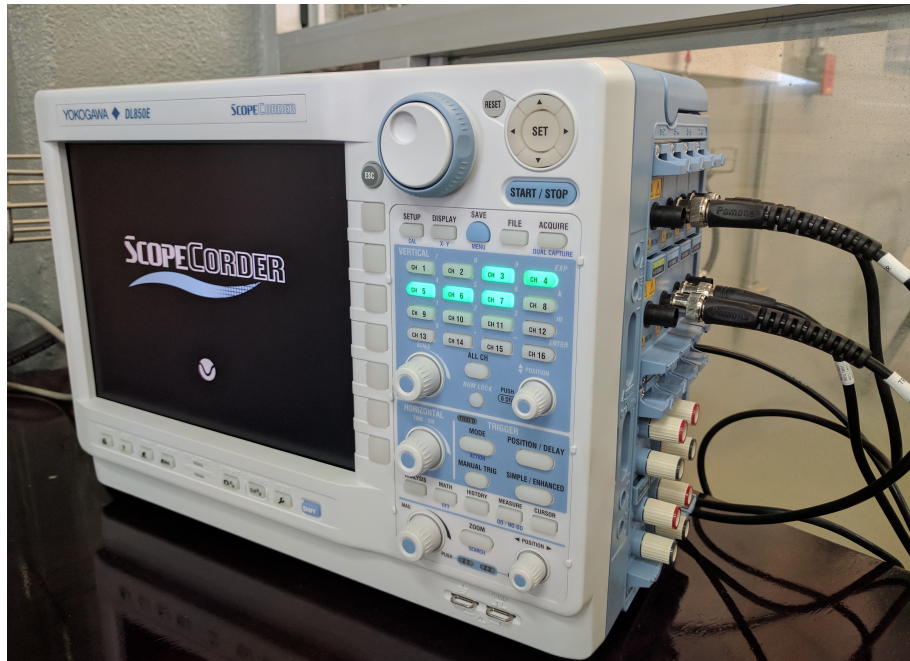


Figura 3.10: Sistema de adquisición de datos YOKOGAWA DL850E

de muestreo de la presión en cámara en 1 MHz, poco más de 10 veces superior a la frecuencia natural del sensor, garantizando la correcta reconstrucción de cualquier señal producida por éste [96, 97].

El sistema de adquisición de la señal de presión en cámara se sincroniza con el sistema de control y la interfaz de usuario del PC por medio de una señal de *trigger* enviada al sistema YOKOGAWA desde el controlador *cRIO 9470* central. Una vez que el usuario da la orden, la adquisición comienza automáticamente 80° antes del punto muerto superior, durante la carrera de escape, antes de comenzar la admisión. De esta forma, todo el proceso de control y monitorización de la instalación experimental sigue centralizado en la interfaz gráfica de usuario.

De forma paralela a la presión en cámara, y a la misma frecuencia de muestreo, se registran los pulsos del encoder incremental que gira solidario al eje del motor, cuya resolución es de 0.1°. De esta forma, es posible realizar la conversión del eje temporal de la señal de presión en cámara al correspondiente valor en grados del cigüeñal. La posición exacta del cigüeñal es conocida para todos los valores de la presión que

coincidan con un flanco de subida del pulso del encoder incremental. Dado que la frecuencia de muestreo de la presión (1 MHz) es muy superior a la de los pulsos del encoder (54 kHz a la velocidad de trabajo de 900 r.p.m.), se tienen valores de presión situados entre flancos de subida de la señal del encoder, para los cuales no se conoce exactamente el ángulo del cigüeñal. Para el cálculo de dichos valores, se realiza la suposición de que la velocidad de giro permanece constante entre pulsos del encoder, calculándose por interpolación lineal entre puntos de ángulo conocido. El máximo error que se puede cometer con esta suposición es la mitad del valor entre puntos conocidos, esto es 0.05° . En la Figura 3.11 se muestran las señales de presión con eje temporal, y tras la conversión a su valor correspondiente en ángulo de cigüeñal.

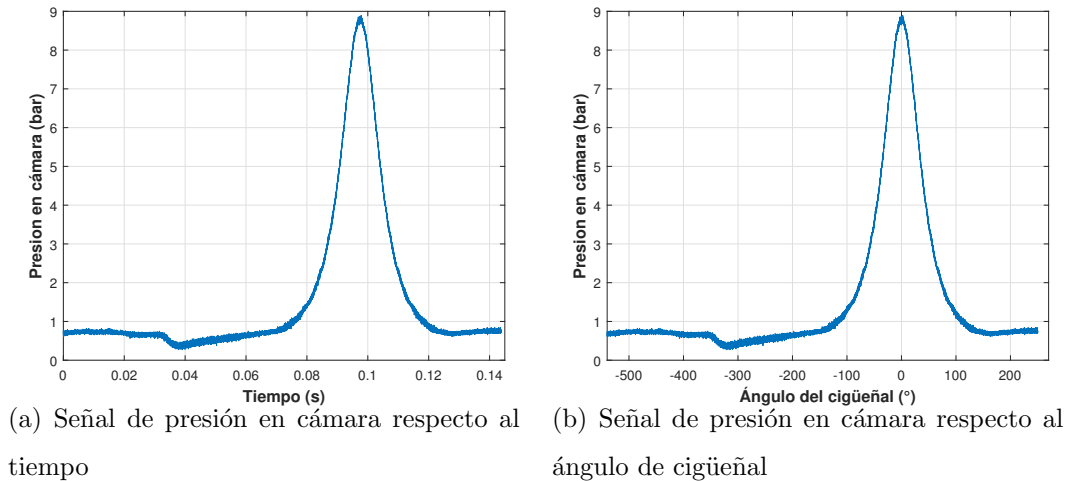


Figura 3.11: Medidas de presión en cámara adquiridas mediante el sistema YOKOGAWA DL850E

Adicionalmente, el sistema de adquisición de la señal de presión también registra las señales de control del inyector y la bujía, generadas por el controlador central, para permitir a la aplicación de análisis de presión en cámara desarrollada (Sección 3.5) determinar de forma automática el momento en que inició la combustión, coincidente con el disparo de la bujía, y el tiempo de apertura del inyector.

En la Figura 3.12 y 3.13 se muestran los esquemas hidráulico y de adquisición de datos y control de la instalación tras haber llevado a cabo las ampliaciones planteadas.

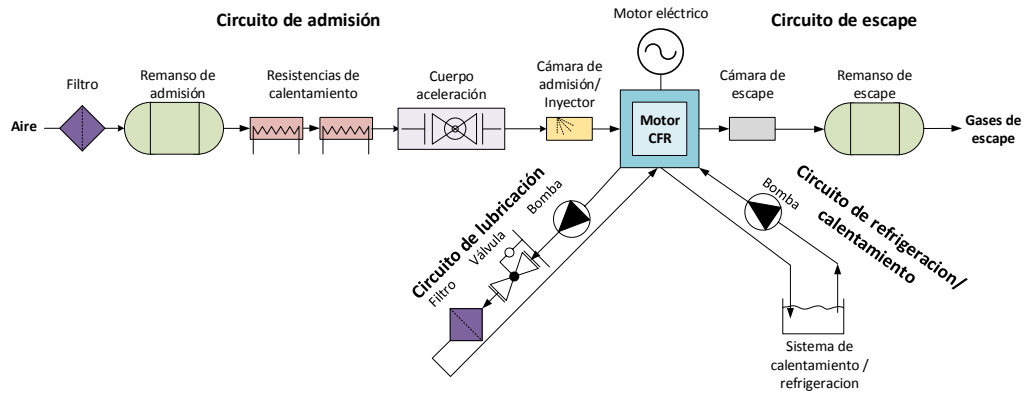


Figura 3.12: Esquema hidráulico tras las ampliaciones realizadas

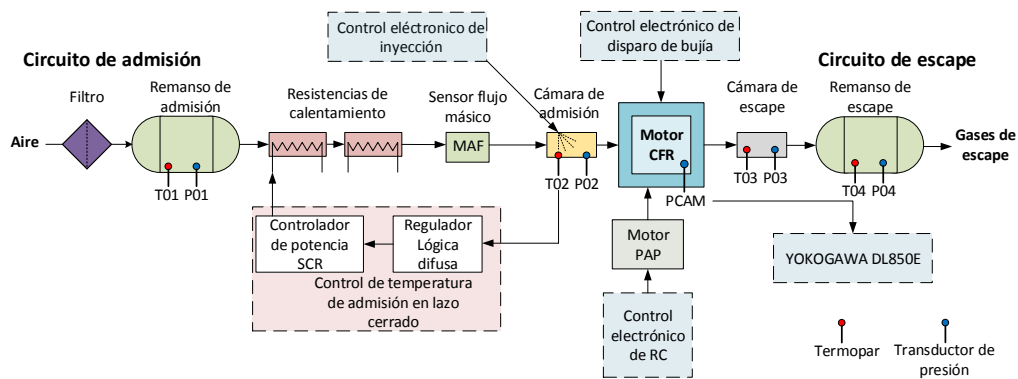


Figura 3.13: Esquema de adquisición de datos y control tras las ampliaciones realizadas

3.3 CARACTERIZACIÓN DE COMBUSTIBLES Y SUS MEZCLAS

Los combustibles empleados en la presente investigación han sido gasolina sin plomo tipo *Magna*, proporcionada por Petróleos Mexicanos (*PEMEX*) y alcoholes (metanol, etanol y butanol) de pureza analítica (> 99.5%) de la firma *CTR Scientific*. Las propiedades de los combustibles puros utilizados en la investigación se muestran en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2: Propiedades de los combustibles puros utilizados en la investigación

	Gasolina	Metanol	Etanol	Butanol
Fórmula Molecular	-	CH_3OH	C_2H_5OH	C_4H_9OH
Poder Calorífico (MJ/kg)	44.1516	21.7377	28.1387	35.8252
Temperatura de autoignición (°C)	250	455	464	340
Índice de Octano	87	98.6	101	87
Calor de vaporización (kJ/kg)	340	1100	855	578.4
Peso Molecular (g/mol)	94.135	32.04	46.07	74.12
Relación A/F	14.7	6.429	8.9431	11.1166
Densidad a 20°C (g/cc)	0.7231	0.7915	0.7895	0.809
Densidad a 15°C (g/cc)	0.7254	-	-	-

El poder calorífico de los combustibles se obtuvo mediante una bomba calorimétrica *PARR* modelo *1341EB*. La densidad a 15°C de la gasolina se calcula a partir de su gravedad específica a 15°C, que se obtiene mediante un densímetro modelo *3510LC070* de la marca *Allafrance*, en cumplimiento con la norma D1268 [98], aplicando 3.9

$$\eta_{15^\circ} = G_{esp,15^\circ} \cdot \eta_{agua,15^\circ} \quad (3.9)$$

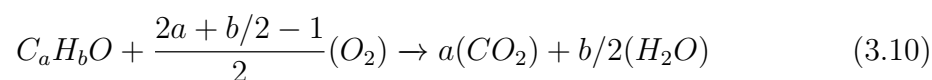
, donde η_{15° es la densidad del líquido a 15°C en g/cc, $G_{esp,15^\circ}$ es la gravedad específica obtenida experimentalmente a 15°C y $\eta_{agua,15^\circ}$ es la densidad del agua a 15°C, 0.9991 g/cc. La gravedad específica de la gasolina y los alcoholes a 20°C se obtuvo mediante un densímetro F. Mantey B. Las densidades a 20 °C se obtienen a partir de la gravedad específica a 20°C de la misma forma explicada. La densidad del agua a 20°C se toma como 0.998 g/cc.

El índice de octano y la temperatura de autoignición de la gasolina fueron

obtenidos de la hoja de seguridad del producto, proporcionada por *PEMEX* [99]. La temperatura de autoignición, el peso molecular y el calor de vaporización de los alcoholes se obtuvieron del informe de laboratorio entregado por el fabricante, *CTR*, al adquirir los mismos.

Para el cálculo del peso molecular de la gasolina, se obtuvo su curva destilación, siguiendo la norma ASTM D86 [100], obteniendo los resultados que se muestran en la Tabla 3.3. A partir de estos resultados y de la gravedad específica a 15°C, se obtiene el peso molecular de la gasolina, aplicando el método utilizado en [101].

La relación estequiométrica aire/combustible de los alcoholes se calcula de forma teórica, a partir de su fórmula molecular, y suponiendo una pureza del 100%. Para esto, en primer lugar, se balancea la reacción de combustión, para obtener la proporción entre moles de combustible y moles de oxígeno, según 3.10



Una vez obtenida la relación molar oxígeno/combustible, se utiliza el peso molecular del combustible y del oxígeno para calcular la relación másica. Por último, para obtener la relación aire/combustible, se considera un contenido másico de oxígeno molecular en el aire del 23.3%.

Para la relación A/F y el calor de vaporización de la gasolina se utilizaron valores típicos obtenidos de la literatura [17].

Las propiedades de mayor interés de las mezclas gasolina-alcohol son la densidad a 20°C y la relación estequiométrica aire/combustible, ya que son aquellas que necesita el sistema de control de la instalación experimental para controlar la estequiometría de la combustión, mediante el cálculo del tiempo de apertura del inyector. Las propiedades de las mezclas que se estudiarán, según la matriz de experimentos propuesta en la Sección 3.4 se muestran en las Tablas 3.5, 3.4 y 3.6

Dado que el comportamiento de la densidad de la mezcla de combustibles es lineal con la proporción volumétrica de la mezcla [102, 103], ésta se calcula a partir de las densidades de los combustibles puros, a través de la media ponderada con la proporción en volumen de los elementos, según 3.11:

$$\eta_{mezcla} = \eta_{gas} \cdot X_{v,gas} + \eta_{alc} \cdot X_{v,alc} \quad (3.11)$$

, dónde η_{gas} y η_{alc} son las densidades a 20°C de la gasolina y el alcohol, respectivamente, en g/cc y X_v es la concentración volumétrica, en tanto por uno.

Respecto a la relación estequiométrica aire/combustible de las mezclas, se calcula teniendo en cuenta las densidades a 20°C de los combustibles puros y de la mezcla, la proporción volumétrica del alcohol en la mezcla, así como las relaciones aire/combustible de los combustibles puros, mediante 3.12:

$$AF_{mezcla} = \frac{AF_{gas} \cdot \eta_{gas} \cdot X_{v,gas} + AF_{alc} \cdot \eta_{alc} \cdot X_{v,alc}}{\eta_{mezcla}} \quad (3.12)$$

, dónde AF_{gas} y AF_{alc} son las relaciones aire/combustible de la gasolina y el alcohol, respectivamente.

Tabla 3.3: Destilación de gasolina *MAGNA* de PEMEX

Volumen recuperado (%)	Temperatura (°C)	Presión Atmosférica (kPa)
0	40	101.02
5	45	Recuperado (% vol.)
10	49.5	96
15	52	Residuo (% vol.)
20	60	0.4
25	64	
30	66	
35	70	
40	74	
45	79.5	
50	86	
55	92	
60	98	
65	107	
70	116	
75	123.5	
80	130	
85	146	
90	164.5	
95	209	
96	215.5	

Tabla 3.4: Propiedades de las mezclas gasolina-metanol

Proporción (% vol.)	Densidad a 20°C (g/cc)	Relación A/F
0	0.7231	14.7
5	0.7265	14.155
10	0.7299	13.714
15	0.7334	13.2772
20	0.7368	12.8444

Tabla 3.5: Propiedades de las mezclas gasolina-etanol

Proporción (% vol.)	Densidad a 20°C (g/cc)	Relación A/F
0	0.7231	14.7
5	0.7264	14.2926
10	0.7297	13.9879
15	0.7331	13.6861
20	0.7364	13.387

Tabla 3.6: Propiedades de las mezclas gasolina-butanol

Proporción (% vol.)	Densidad a 20°C (g/cc)	Relación A/F
0	0.7231	14.7
5	0.7274	14.4063
10	0.7317	14.2149
15	0.736	14.0257
20	0.7403	13.8386

3.4 MATRIZ DE ENSAYOS Y CONDICIONES EXPERIMENTALES

La matriz de experimentos diseñada consta de tres variables experimentales: la relación de compresión del motor (RC), el tipo de alcohol en la mezcla y su concentración volumétrica. La Tabla 3.7 muestra la matriz de ensayos empleada en la investigación.

Tabla 3.7: Matriz de ensayos diseñada

RC	Alcohol	Proporción (% vol.)
4.46	Etanol	0
5.51	Metanol	5
6.2	Butanol	10
7.36		15
7.86		20
8.45		
9.15		

A la vista de la matriz de experimentos, se emplearon un total de 12 mezclas de gasolina-alcohol (E5, E10, E15, E20, M5, M10, M15, M20, B5, B10, B15, B20), además del combustible de referencia (G100). Los 13 combustibles estudiados, combinados con las 7 relaciones de compresión utilizadas, suman un total de 91 ensayos.

Las relaciones de compresión seleccionadas comprenden desde el valor más pequeño que ofrece la instalación experimental hasta el valor en que el combustible de referencia (G100) presentaba autoignición en la mayor parte de los ciclos ($> 80\%$). Los puntos intermedios de relación de compresión se tomaron con pasos aproximadamente constantes, tomando mayor número de puntos en el rango en que el fenómeno de la autoignición comienza a apreciarse (7.36, 7.86, 8.45, 9.15).

Las proporciones de alcohol empleadas se aumentaron en pasos del 5 %, hasta el 20 %. En el caso del etanol, estas proporciones comprenden las más empleadas a nivel internacional, en muchos casos de forma obligatoria por las regulaciones de ciertos países. Por ejemplo, la adición de hasta el 5 % de etanol a la gasolina (E5) es obligatoria en países como Canadá [104], siendo también la mayor proporción permitida en México [105]. La mezcla E10 es considerada como “sustancialmente similar” a la gasolina por la Agencia de Protección Ambiental (EPA, por sus siglas en inglés) de Estados Unidos, siendo obligatoria en ciertas partes del país y permitida para su uso en cualquier vehículo de gasolina. La mezcla E15 es vendida de forma comercial en Estados Unidos, siendo permitida para su uso únicamente en vehículos ligeros de pasajeros de fabricación posterior al año 2001 [106]. La mezcla E20 (u de concentraciones similares, según la legislación vigente) ha estado usándose en Brasil desde finales de los años 70, actualmente la ley establece una concentración mínima del 27 % de etanol (E27)[107]. El uso de esta mezcla y otras con superiores concentraciones de etanol está restringida, por motivos técnicos, a vehículos especialmente diseñados a tal efecto. Para el metanol y el butanol, se utilizaron las mismas proporciones con el fin de realizar la comparación en términos de proporción volumétrica.

Los ensayos se llevaron a cabo con el motor girando a una velocidad constante de 900 rpm, arrastrado por un motor eléctrico acoplado a su eje. El ángulo de disparo de la bujía se determina en función de la relación de compresión del motor, según se expone en la Tabla 3.8, en grados de cigüeñal antes del punto muerto superior (APMS). Estos parámetros experimentales son seleccionados de acuerdo a la norma ASTM D2700 [37] para la medida del número de octano de motor.

Además de lo anterior, se ajustó el sistema de control del inyector de combustible para una combustión con estequiometría relativa de 1, según la relación aire/combustible de cada una de las mezcla, tal y como se expone en las Tablas 3.5, 3.4, 3.6. En lugar de inyectar combustible en todos los ciclos del motor, se decidió hacerlo en ciclos alternos. Por una parte, esto último se hace para reducir el par generado por la combustión y garantizar la velocidad constante de giro de 900 r.p.m.

Tabla 3.8: Ángulo de disparo de la bujía en función de la relación de compresión del motor

RC	° cigüeñal (APMS)
<5	26
5.19	25
5.41	24
5.64	23
5.91	22
6.2	21
6.54	20
6.91	19
7.36	18
7.86	17
8.45	16
9.15	15
>10	14

Por otra parte, se garantiza la expulsión de los gases de la combustión de la cámara, de forma que se elimina la influencia que la presencia de éstos compuestos pudiera tener en la combustión. Adicionalmente, esta medida reduce la carga térmica generada, ayudando a evitar el sobrecalentamiento del motor. El cuerpo de aceleración se mantuvo totalmente abierto durante la realización de los ensayos, debido a que es una condición de operación que favorece la aparición del fenómeno de la autoignición que se quiere estudiar [108]. Las mezclas de combustible fueron preparadas en todos los casos el mismo día de la realización del ensayo, para evitar evaporación de alguno de los componentes. Los volúmenes de combustible y alcohol se midieron mediante una probeta KIMEX de 250 ml con tolerancia del 0.5 %, la cantidad de mezcla utilizada fue de 5L para minimizar el error cometido en la proporción volumétrica.

3.4.1 ESTUDIO DE SENSIBILIDAD DE LA TEMPERATURA DEL AIRE DE ADMISIÓN.

Para comprobar la influencia de la temperatura del aire de admisión en los resultados y justificar su control durante los ensayos, se realiza un estudio de sensibilidad utilizando el combustible de referencia (G100). Se realizaron ensayos, utilizando las RC y el resto de parámetros experimentales definidos anteriormente, fijando tres temperaturas de admisión: 38°C (la establecida en la norma D2700 [37]), 60°C y 70°C.

En la Figura 3.14 se muestran los resultados de presión en cámara en función del ángulo de cigüeñal para las distintas RC y temperaturas ensayadas en el estudio de sensibilidad.

Las curvas mostradas se obtienen como el promedio de la curva de presión en cámara durante 100 ciclos de combustión, en la Figura 3.15 se ilustra la obtención de la curva promedio, a partir de 100 curvas de combustión, para el ensayo realizado a 38°C y RC = 5.51.

A partir de los resultados de presión en cámara, se obtienen las propiedades de la combustión que son objeto del estudio, presencia e intensidad de autoignición y duración de la primera fase de la combustión, según lo que se explica en la Sección 3.5. En la Figura 3.16(a) se muestra la presión en cámara máxima promedio de los 100 ciclos de combustión analizados, en la Figura 3.16(b) se muestra la duración de la primera fase de la combustión promedio de los 100 ciclos analizados, ambas en función de la temperatura del aire de admisión y la relación de compresión.

En las Figuras 3.17(a) y 3.17(b) se muestra la intensidad promedio de autoignición y la probabilidad de la autoignición, respectivamente, en función de la temperatura del aire de admisión y la RC. La probabilidad de autoignición se define como el porcentaje de ciclos cuya intensidad de autoignición superó el umbral de 50kPa (ver Sección 3.5). En el Apéndice A se muestran los valores numéricos de los

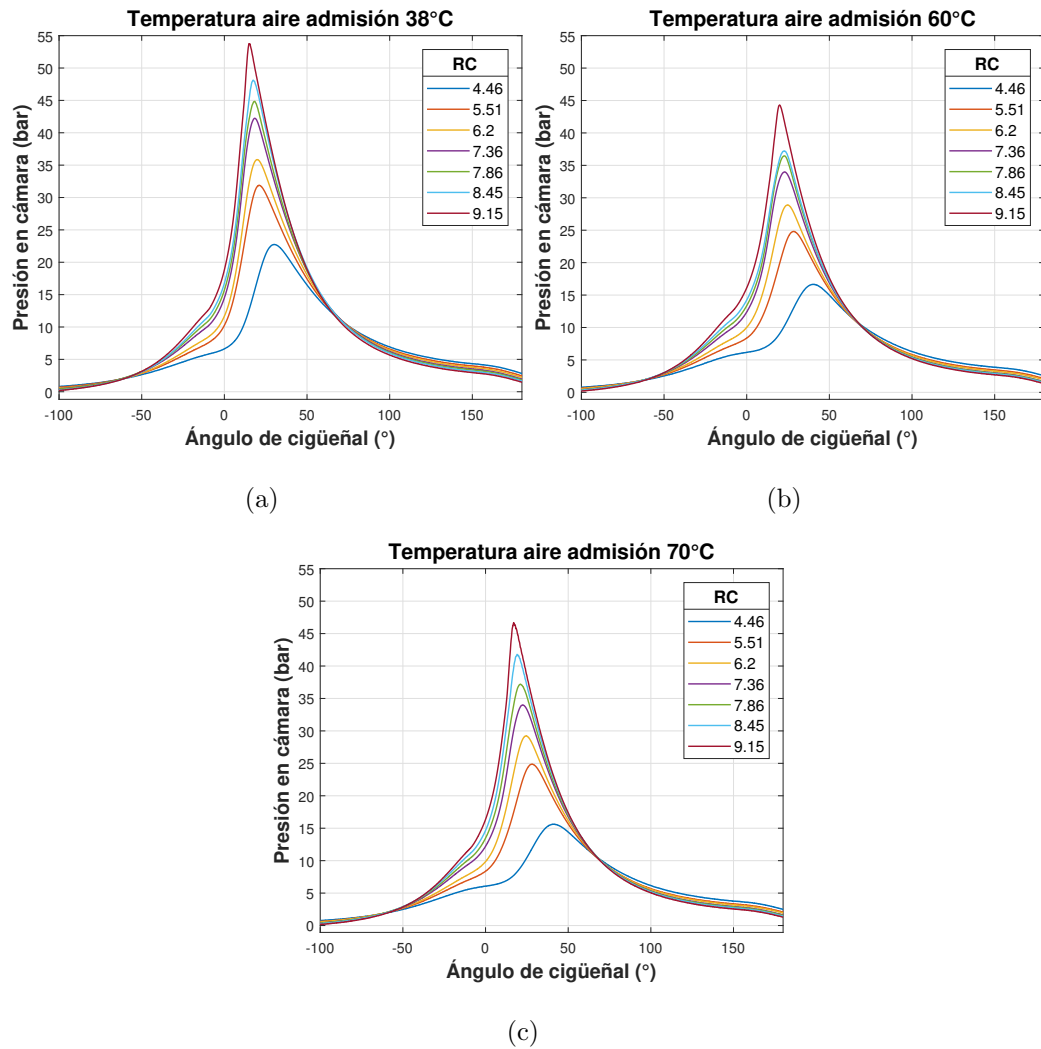


Figura 3.14: Presión en cámara para las distintas RC y temperaturas del estudio de sensibilidad

todos resultados obtenidos en el estudio de sensibilidad.

A la vista de los resultados obtenidos, se observa claramente una fuerte influencia de la temperatura del aire de admisión en el proceso de combustión, independientemente de la relación de compresión. Hay que tener en cuenta que al aumentar la temperatura del aire que entra al motor, disminuye su densidad y por tanto el flujo másico del mismo. Para mantener la relación estequiométrica aire/combustible, debe inyectarse menor cantidad de combustible, lo que provoca una reducción en la máxima presión alcanzada en la cámara de combustión, tal como muestra la Figura

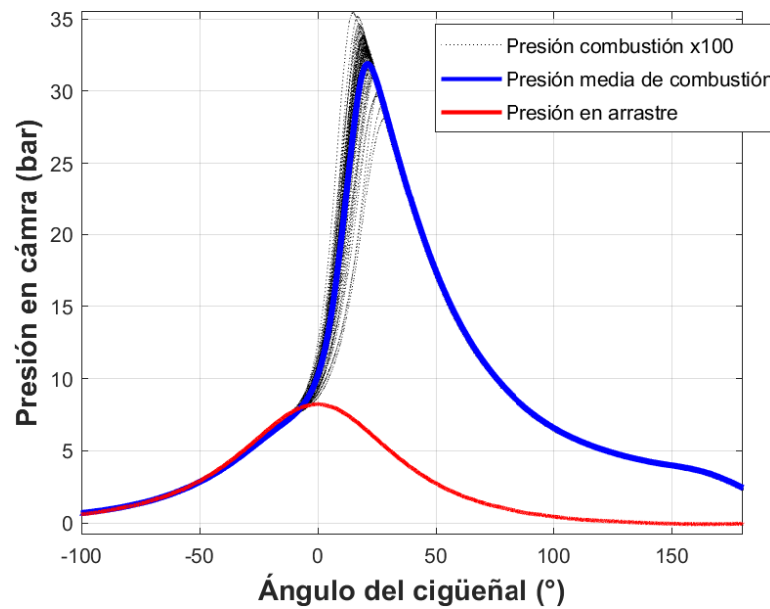
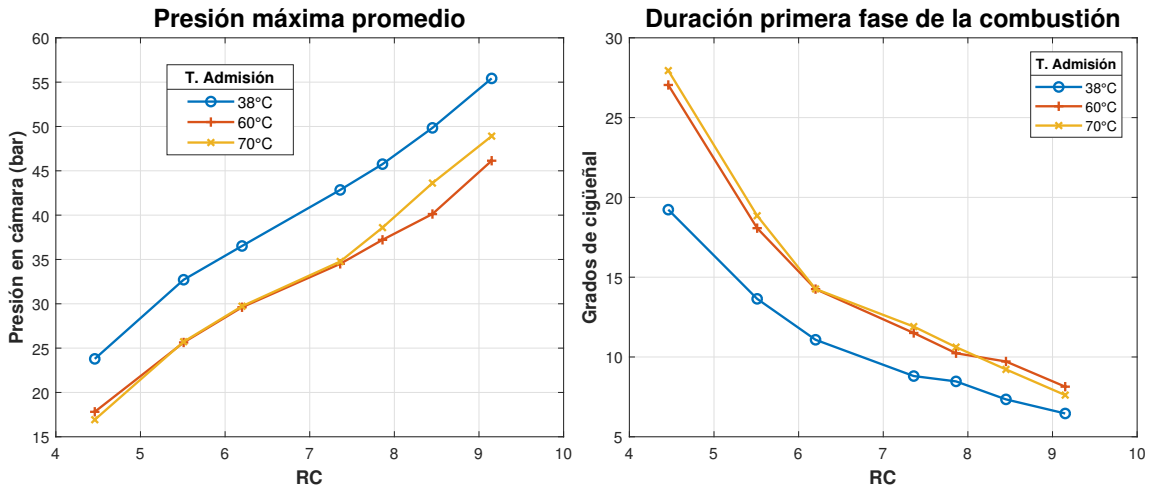


Figura 3.15: Obtención de la curva de presión en cámara promedio a partir de 100 curvas de combustión

3.16(a), donde se observa una reducción notable entre los valores a 38°C y los obtenidos a 60°C y 70°C . Esto, a su vez, concuerda con el aumento en la duración de la primera fase de la combustión que se observa al aumentar la temperatura, lo que está en la línea de lo sugerido en [66] y [67]. Respecto a la presencia e intensidad de la autoignición, se observa como un primer incremento de temperatura desde 38°C a 60°C produce una reducción en ambos parámetros. Un posterior incremento hasta los 70°C , cambia esta tendencia, observándose de nuevo valores muy cercanos a los obtenidos a 38°C . En estos dos últimos casos el fenómeno de la autoignición comienza a presentarse de forma significativa a RC superior a 7.5.

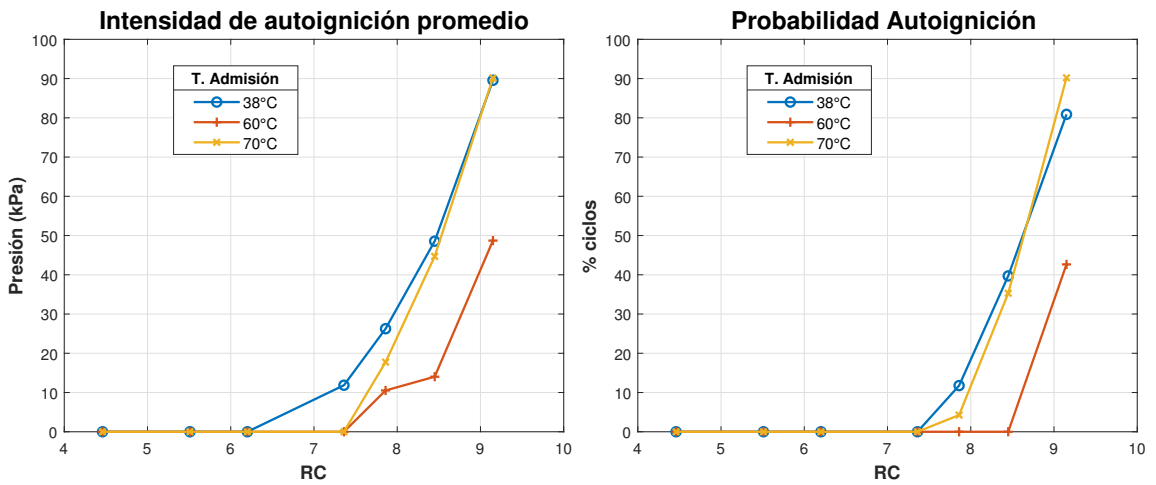
Para la interpretación de estos resultados, hay que considerar que las implicaciones de la temperatura del aire de admisión son complejas: además de provocar una reducción en el flujo másico de aire, las condiciones que debe soportar la mezcla aire combustible durante la compresión son más severas a más temperatura. Como se observa en los resultados, estas dos influencias son antagonistas en cuanto a la aparición de autoignición, llegando un punto en el que se compensan. Más aun, al



(a) Presión máxima promedio

(b) Duración de la primera fase promedio

Figura 3.16: Influencia de la temperatura y la relación de compresión en la presión en cámara máxima y la duración de la primera fase de la combustión para el combustible de referencia



(a) Intensidad de autoignición promedio

(b) Probabilidad de autoignición

Figura 3.17: Influencia de la temperatura y la relación de compresión en la presencia e intensidad de autoignición para el combustible de referencia

añadir alcoholes al combustible, la capacidad de refrigeración de la carga del alcohol se verá mitigada a medida que aumenta la temperatura [15], ejerciendo esta una notable influencia en la capacidad antidetonante del alcohol.

Por todo esto, se justifica la importancia de fijar una temperatura para el aire de admisión en todos los ensayos realizados con mezclas de gasolina-alcohol, de forma que el estudio se enfoque en la influencia del tipo de alcohol y su proporción en la mezcla con gasolina, eliminando la afectación que ha sido observada al variar la temperatura de admisión. Para la presente investigación se controla la temperatura de admisión en el valor de 38°C , tal y como especifica la norma D2700[37], con un margen de error de $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$. El sistema de control de la temperatura de admisión es explicado en detalle en [95].

3.5 PROCESAMIENTO DE LA SEÑAL DE PRESIÓN EN CÁMARA

Mediante el procesamiento de la señal de presión en cámara se obtienen los dos parámetros del proceso de combustión de interés en esta investigación: la presencia e intensidad de autoignición y la duración de la primera fase de la combustión.

3.5.1 ANÁLISIS DE AUTOIGNICIÓN

Tal y como se explicó en la Sección 2.2, la presencia de autoignición durante la combustión puede ser detectada y medida de forma cuantitativa mediante el análisis de la señal de presión en cámara durante la combustión. El fenómeno de autoignición provoca la aparición de fluctuaciones de alta frecuencia, y cuya amplitud decae con el tiempo, superpuestas a la curva típica de presión durante la combustión. De acuerdo con la literatura revisada, las componentes de la señal debidas a la autoignición,

tienen una frecuencia comprendida entre los 3 kHz y los 25 kHz [25, 54, 56, 70, 71]. La componente típica de la presión durante la combustión tiene una frecuencia que es la mitad de la correspondiente a la velocidad del motor, 7.5 Hz, para el caso de 900 r.p.m.

La señal de presión en cámara obtenida en los experimentos realizados es tratada mediante un filtro tipo paso-banda, cuyas frecuencias de corte inferior y superior son de 4 kHz y 20 kHz, respectivamente [25, 54]. Esto quiere decir que el filtro elimina las componentes de la señal cuya frecuencia esté por debajo o por encima de las frecuencias de corte.

El filtro es diseñado mediante la aplicación *Filter Designer*, incluida en *Matlab*[®]. Éste es de tipo Butterworth [109], y se caracteriza por mantener la ganancia lo más plana posible en la zona de paso, lo que implica que se minimizan los efectos sobre las componentes de la señal cuya frecuencia está en el rango de paso. La implementación del filtro se realiza mediante un modelo en *Simulink*[®], generado por la propia aplicación *Filter Designer* que procesa la señal de presión obtenida, devolviendo la señal resultante de la aplicación del filtro. Para comprobar el correcto funcionamiento del filtro diseñado, se aplica a señales senoidales puras de amplitud 1, cuyas frecuencias van de 10 Hz a 25 kHz, con un paso de 100 Hz, y se observa la máxima amplitud de la señal tras la aplicación del filtro. El resultado de esta prueba de muestra en la Figura 3.18

Nótese como la respuesta del filtro es plana y de magnitud 1 (no afectación a la señal de entrada) en el rango de paso (4-20 kHz), mientras que fuera de este rango presenta una rápida atenuación, eliminando componentes fuera del rango. En la Figura 3.19(a) se muestra el resultado de aplicar el filtro a una señal de presión sin autoignición y en la Figura 3.19(b) se muestra el resultado sobre una señal con autoignición, ambas obtenidas en la instalación experimental.

Una vez filtrada la señal, se define la intensidad de la autoignición como el valor máximo de la señal resultante, que corresponde a la máxima amplitud de las

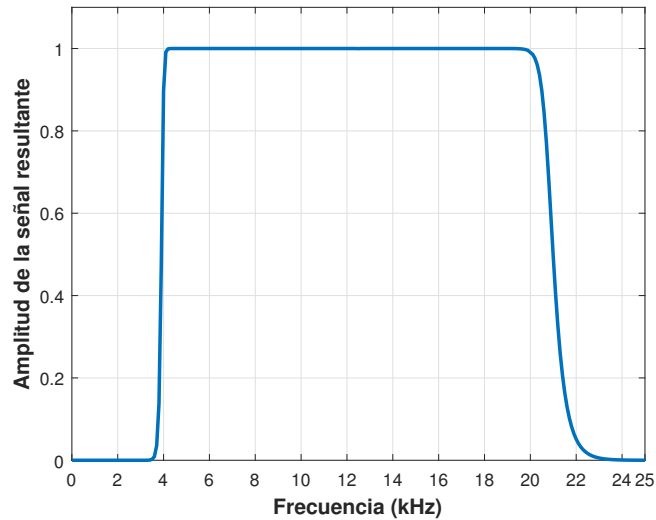
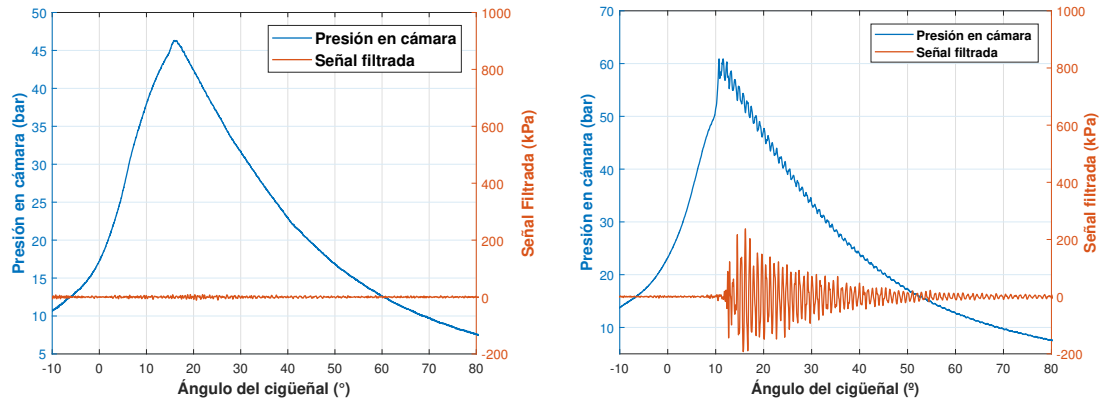


Figura 3.18: Validación del filtro Butterworth paso banda 4-20 kHz diseñado

oscilaciones provocadas por la autoignición, y que, tal como se explicó en la Sección 2.2, se relaciona directamente con la cantidad de mezcla que reaccionó de forma espontánea y con los potenciales daños se podrían provocar al motor.

Para caracterizar el fenómeno de la autoignición para una mezcla de combustibles y unas condiciones experimentales determinadas, el análisis de la señal de presión en cámara se hace para 100 ciclos de combustión, obteniendo el valor promedio de la intensidad de la autoignición. Además, de éste análisis, se obtiene la probabilidad de autoignición: porcentaje de ciclos del total en los que se registró autoignición. Se considera que un ciclo de combustión presenta autoignición cuando la intensidad de la misma supera el valor de 50 kPa, valor a partir del cual se comprobó experimentalmente que el *knock* comienza a ser audible en el motor.



(a) Señal de presión en cámara sin autoignición (b) Señal de presión en cámara con autoignición

Figura 3.19: Tratamiento mediante el filtro Butterworth diseñado de diferentes señales de presión en cámara

3.5.2 CÁLCULO DE LA DURACIÓN DE LA PRIMERA FASE DE LA COMBUSTIÓN

Según se explicó en la Sección 2.1.4, la primera fase de la combustión, o *fase de desarrollo de llama*, comprende el intervalo de tiempo entre el disparo de la bujía, que provoca el inicio de la reacción de combustión, y el momento en que una pequeña pero medible cantidad de combustible ha sido quemada. En [63] se considera más conveniente medir esta duración en grados de cigüeñal, en lugar de utilizar otra unidad de tiempo como los segundos o alguna de sus subdivisiones, ya que define la fracción de ciclo de motor que ocupa. El paso de grados de cigüeñal a segundos se puede realizar simplemente dividiendo entre $6N$, siendo N la velocidad de giro del motor en revoluciones por minuto.

En la presente investigación, se considera que la combustión comienza a ser medible, y por tanto, que termina la fase de desarrollo de la llama, en el momento en que la presión en cámara cambia su tendencia con respecto a la presión en cámara obtenida para la misma relación de compresión en modo de arrastre (sin combustión)[110].

La medición de la primera fase de la combustión se realiza de forma automática mediante un código desarrollado en *Matlab*[®]. Para ello, en primer lugar, se hace coincidir la presión del ciclo con combustión que se está midiendo, en el momento en que se dispara la bujía, con el valor que presenta la curva de presión sin combustión en ese mismo punto, tal y como se observa en la Figura 3.20. La diferencia que se observa entre la presión en combustión y la presión en arrastre se debe a la reducción de la temperatura provocada por la evaporación del combustible durante la carrera de compresión en el caso del ciclo con combustión.

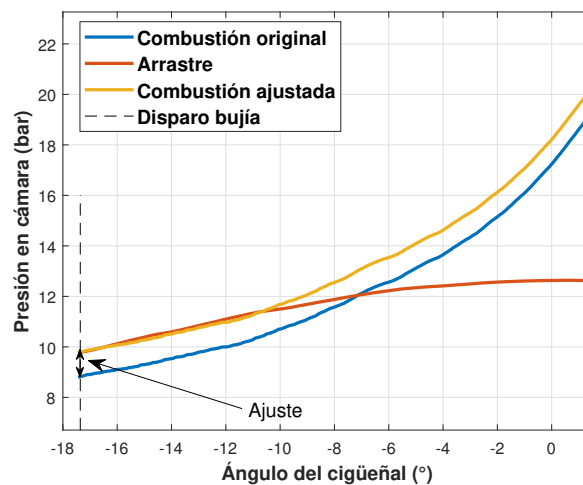


Figura 3.20: Superposición de la curva de presión con combustión y la curva de presión en arrastre en el punto de disparo de la bujía

La única finalidad de este ajuste es poder detectar el cambio de tendencia en la curva de combustión respecto a la curva en arrastre a partir de la diferencia entre ambas. Analizando varias curvas de combustión, se observó que el cambio en la tendencia de la curva de presión con combustión se da cuando la diferencia entre esta y la curva de presión en arrastre supera un umbral de 0.1 bar, momento en que se considera que finaliza la primera fase de la combustión. La evolución de la diferencia entre la presión con y sin combustión, así como el método expuesto se muestran gráficamente en la Figura 3.21.

La duración de la fase de desarrollo de la llama se obtiene como el tiempo

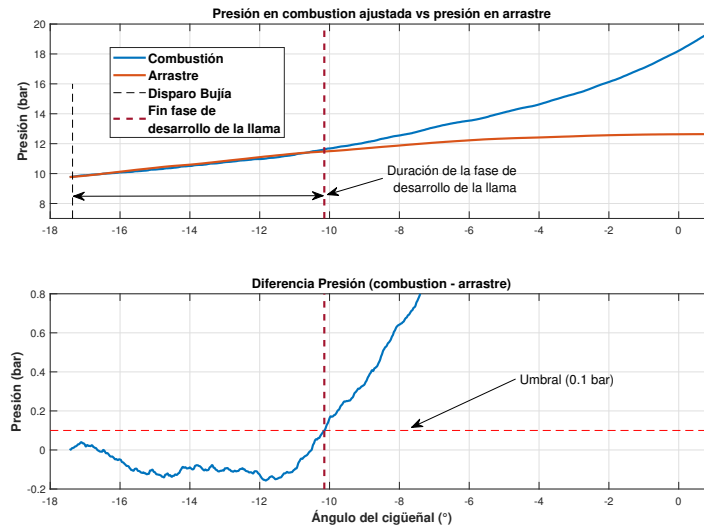


Figura 3.21: Diferencia entre la presión con y sin combustión y método de cálculo de la duración de la primera fase de la combustión

transcurrido, en grados de cigüeñal, desde el momento en que se disparó la bujía hasta el punto en que la diferencia entre la presión en cámara con combustión y en arrastre supera el umbral de 0.1 bar.

3.5.3 APLICACIÓN DESARROLLADA PARA EL ANÁLISIS DE LA PRESIÓN EN CÁMARA

Todos los cálculos realizados a partir de la presión en cámara se integran en una sola aplicación con interfaz gráfica de usuario desarrollada en *Matlab*[®]. La aplicación lee los archivos de presión en cámara, tanto en arrastre como en combustión, obtenidos a partir del sistema de adquisición de datos *Yokogawa* detallado en la Sección 3.2.3. Automáticamente, la aplicación detecta los ciclos en los que se produjo combustión, mediante la señal enviada al inyector, los separa y los analiza uno por uno, aplicando los métodos antes descritos para obtener la presencia e intensidad de la autoignición así como la duración de la primera fase de la combustión.

Adicionalmente, se muestra el valor de ángulo del cigüeñal en que se inició la

combustión (disparo de la bujía) y en el que se produjo la inyección del combustible, así como el tiempo total que el inyector permaneció abierto. El programa realiza cálculos estadísticos del total de ciclos de combustión analizados, como el valor medio de todos los valores calculados, el valor máximo de la presión en cámara y de la intensidad de autoignición y el porcentaje de ciclos en los que se produjo autoignición, utilizando el umbral de autoignición definido, a partir del cual se considera que un ciclo presenta autoignición.

La señal de presión en cámara, así como la señal resultado del filtro para análisis de autoignición pueden ser representadas de forma gráfica para cada uno de los ciclos, junto con el resto de valores de interés. Los resultados obtenidos pueden ser exportados a un archivo en formato Excel. En la Figura 3.22 se muestra una captura de pantalla de la interfaz gráfica del programa en funcionamiento.

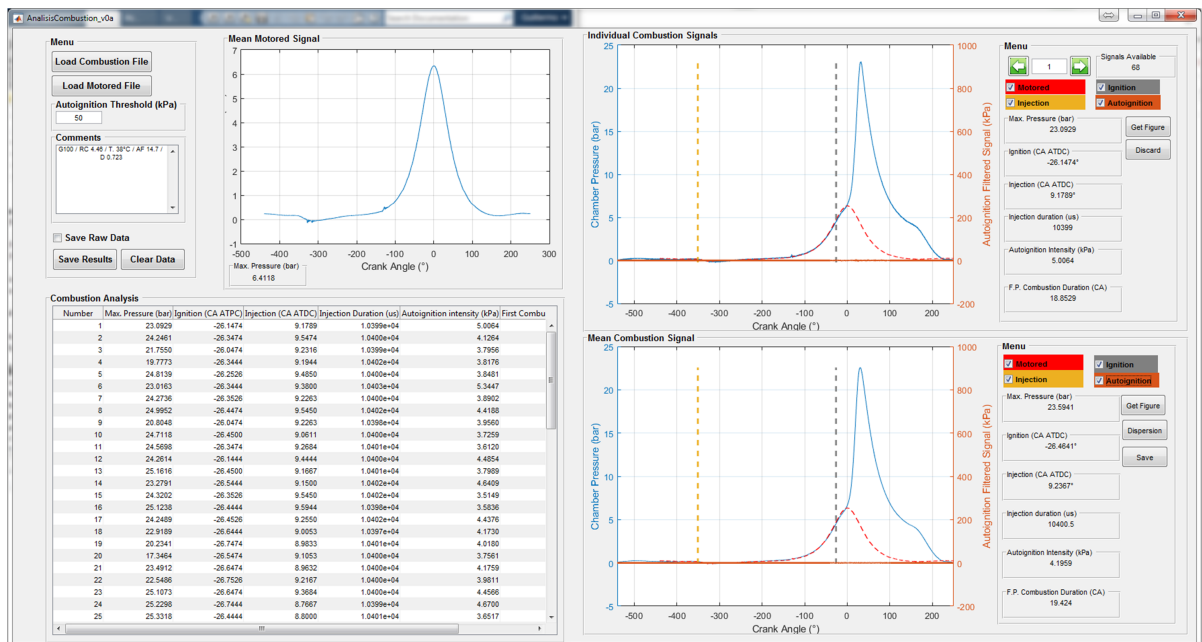


Figura 3.22: Interfaz gráfica del programa desarrollado para el análisis de la presión en cámara

CAPÍTULO 4

RESULTADOS EXPERIMENTALES

En este capítulo se presentan los resultados obtenidos experimentalmente. En primer lugar, se muestran las curvas de presión en cámara obtenidas para cada una de las mezclas de combustibles y relaciones de compresión estudiadas. A continuación, se muestran los resultados del postratamiento de las curvas de presión: comportamiento de la presión en cámara máxima, duración de la primera fase de la combustión y presencia e intensidad de autoignición. Por último, se exponen los resultados comparativos del tipo de alcohol empleado y su proporción, a las RC de mayor relevancia en cada caso.

4.1 PRESIÓN EN LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN

El valor máximo que alcanza la presión en la cámara de combustión guarda una fuerte relación con la potencia y el par generado por el motor [62]. Este valor depende de diversos factores, como el poder calorífico del combustible, la velocidad de la combustión y la relación de compresión del motor. Además, este parámetro es determinante en la aparición del fenómeno de la autoignición, pues está directamente relacionado con la presión y temperatura que debe soportar la mezcla aire/combustible.

A continuación se muestran los resultados de presión en cámara durante la combustión de las distintas mezclas y relaciones de compresión estudiadas. En cada ensayo se registraron 100 ciclos de combustión, las siguientes gráficas muestran el promedio del valor máximo de cada ciclo, según lo explicado en la Sección 3.4. La Figura 4.1 muestra los resultados de presión en cámara obtenidos para el combustible de referencia (G100). Las Figuras 4.2, 4.3 y 4.4 muestran los resultados obtenidos para las distintas mezclas de gasolina con metanol, etanol y butanol, respectivamente.

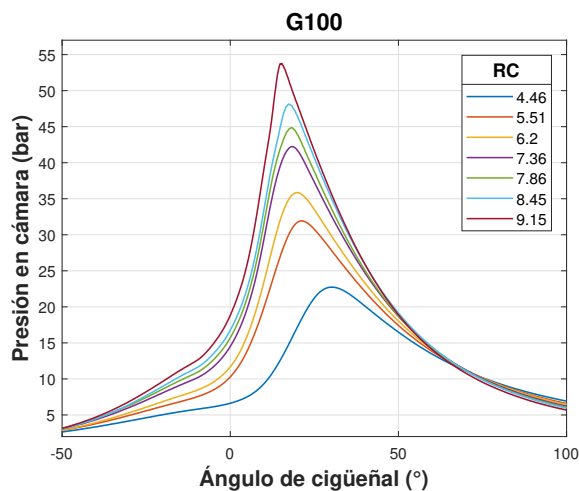


Figura 4.1: Presión en cámara con combustible G100 para las distintas R.C.

A la vista de estos resultados, se comprueba perfectamente la gran influencia de la relación de compresión en la magnitud y forma de la curva de presión en

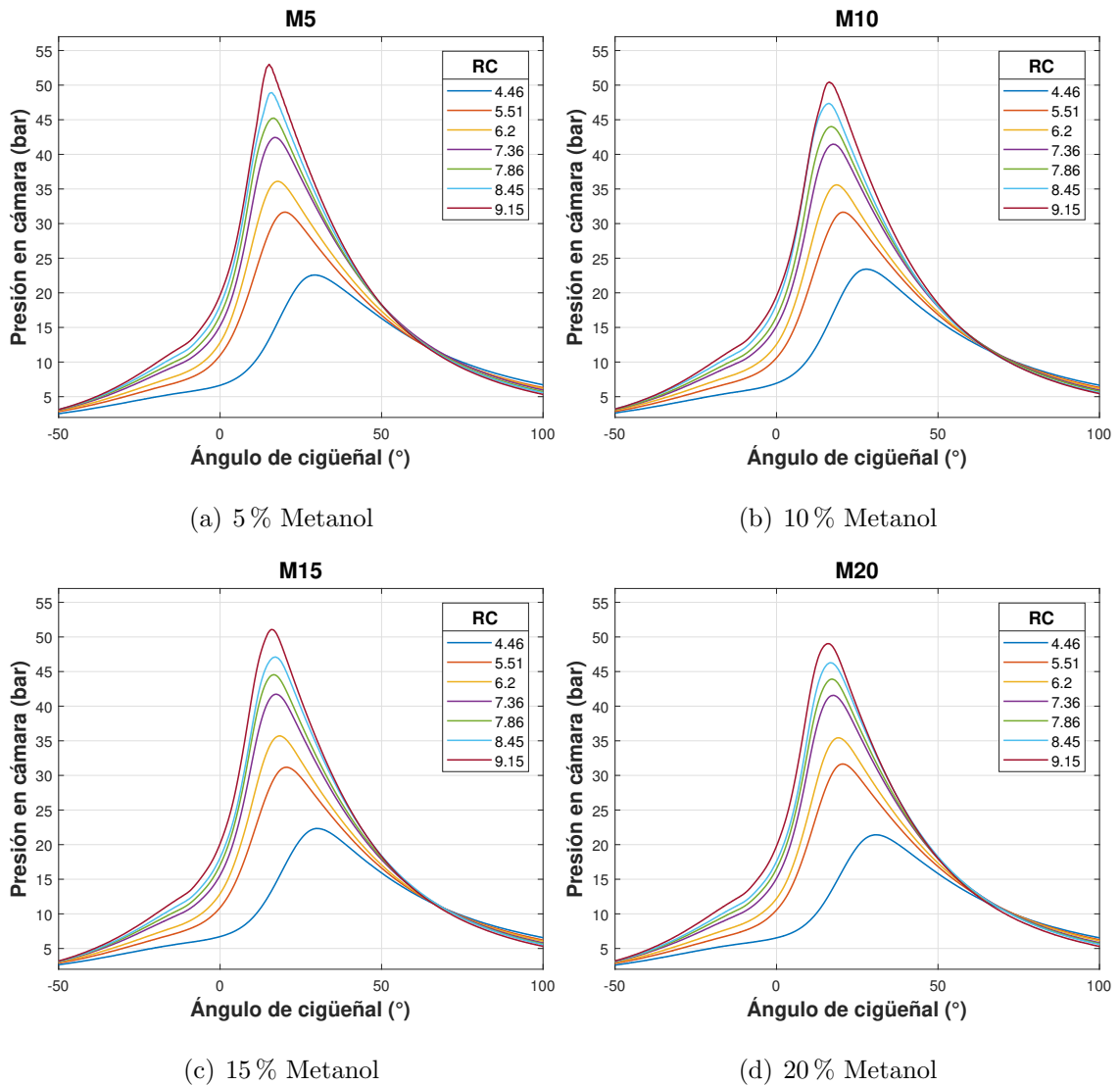


Figura 4.2: Presión en cámara con gasolina-metanol para las distintas R.C.

cámara, independientemente del combustible utilizado. Se observa como el valor máximo alcanzado aumenta notablemente con el incremento de la RC. Esto se debe principalmente a dos motivos, por una parte, la pendiente de la curva en combustión es más elevada a mayor RC, es decir, la combustión es más rápida [111], de forma que el pico de presión ocurre antes durante la carrera de expansión y por tanto a menor volumen, aumentando su magnitud. Adicionalmente, a mayor RC la presión de la mezcla aire/combustible en el momento en que inicia la combustión es mayor, debido al menor volumen de la cámara de combustión, contribuyendo al aumento del valor máximo de la misma durante la combustión. Este comportamiento es el que explica

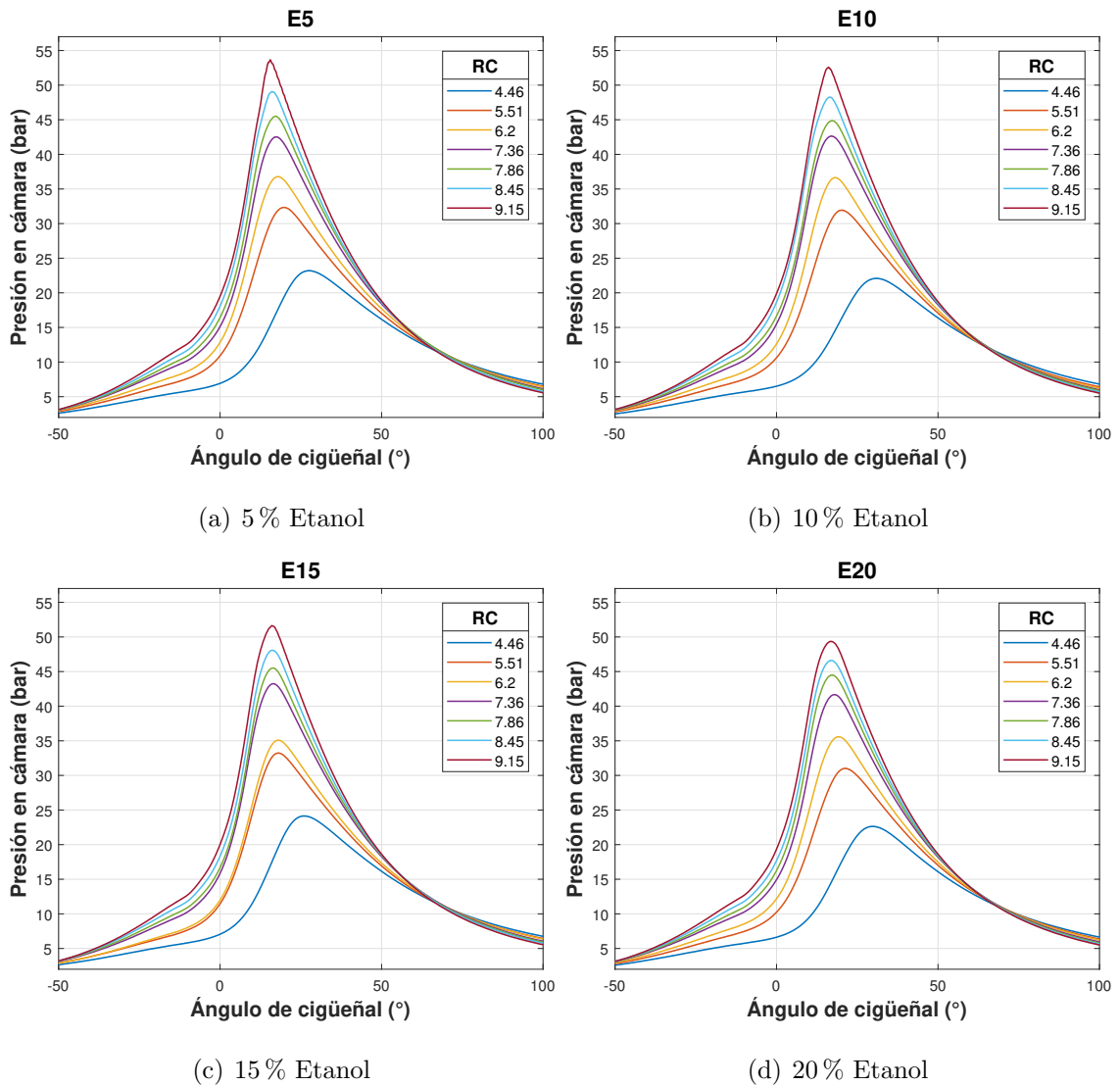


Figura 4.3: Presión en cámara con gasolina-etanol para las distintas R.C.

el mayor rendimiento de los motores de combustión interna que trabajan a RC más elevadas, así como las condiciones que propician la aparición de la autoignición, en el caso de motores de encendido provocado, tal como se explica en la Sección 2.1.1.

A continuación se muestra la evolución de la presión en cámara máxima promedio con la relación de compresión, para cada uno de los alcoholes empleados. En la Figura 4.5(a) se muestran los resultados obtenidos para mezclas gasolina-metanol. En las Figuras 4.5(b) y 4.5(c) se muestran los mismos resultados, para el caso de mezclas gasolina-etanol y gasolina-butanol, todo ello en comparación con el combus-

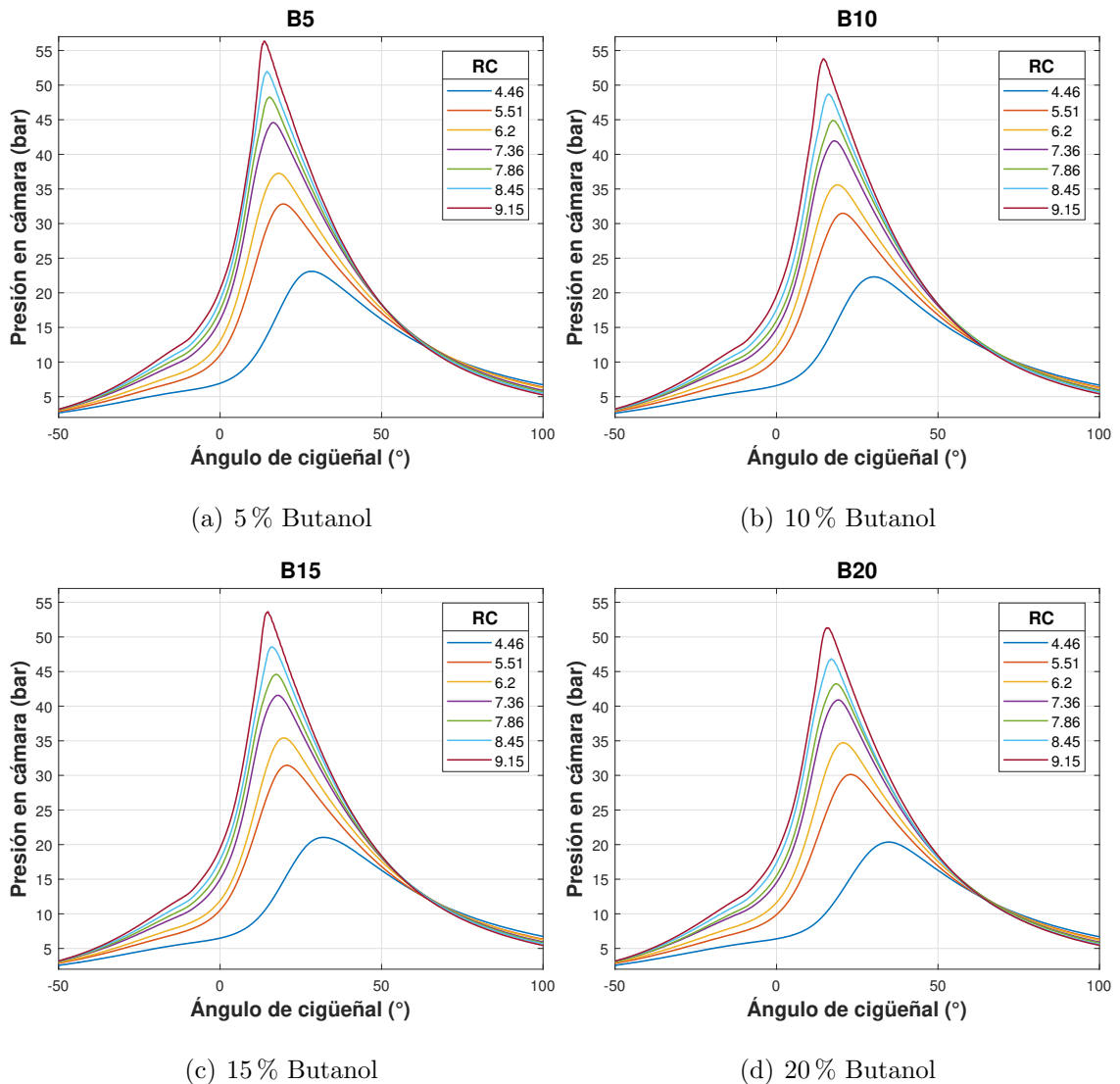


Figura 4.4: Presión en cámara con gasolina-butanol para las distintas R.C.

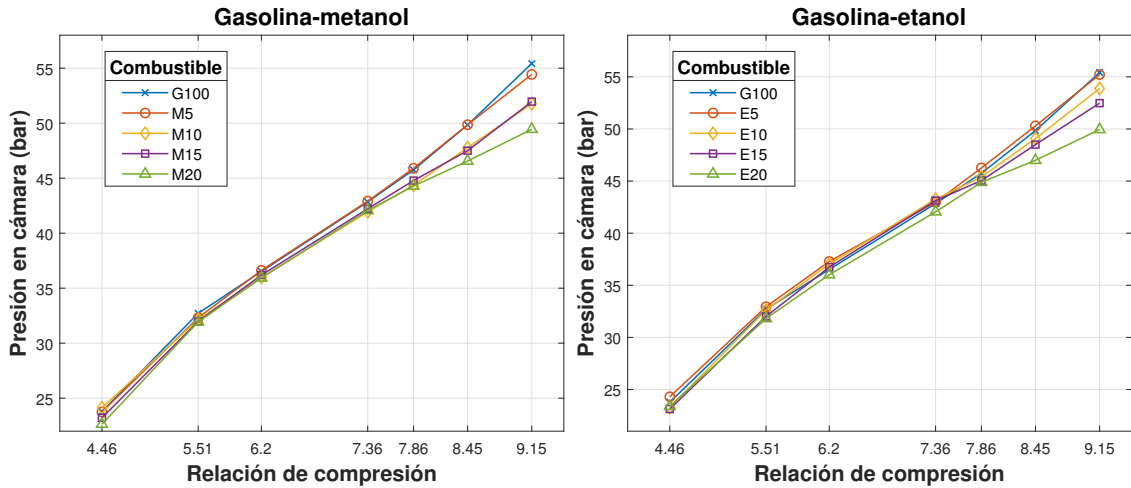
tible de referencia. Los resultados se presentan de forma numérica en las Tablas del Apéndice A.

En el caso del metanol se observa como a RC inferiores a 7.36, la máxima presión en cámara no experimenta grandes variaciones al aumentar la concentración de alcohol. A partir de $RC=7.36$, se empieza a observar el efecto del menor poder calorífico del metanol (21.73 MJ/Kg) en comparación con la gasolina (44.15 MJ/Kg). La mezcla del 5% de metanol mantiene valores semejantes a la gasolina pura hasta $RC=9.15$, mientras que concentraciones superiores van reflejando un des-

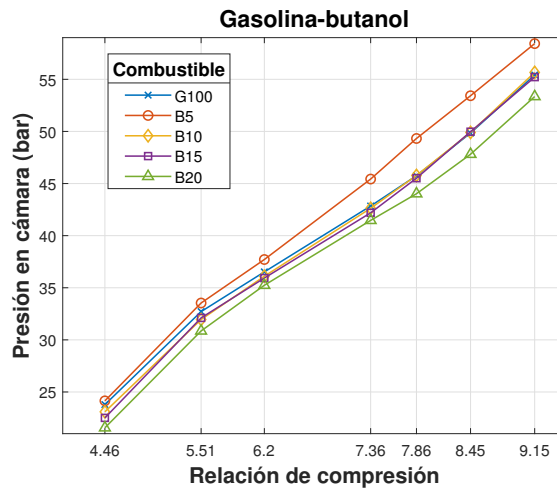
censo progresivo en la presión en cámara máxima observada. El hecho de que con el 5 % de metanol (M5) la presión máxima se mantenga semejante a la gasolina se explica porque la reducción en poder calorífico aún es pequeña y su influencia se ve compensada por la reducción de la duración de la primera fase de la combustión, tal como se muestra en la Sección 4.2, que posiciona el pico de presión antes en la carrera de expansión, aumentando su magnitud [66].

En el caso de la mezcla gasolina-etanol, el comportamiento observado es muy similar al de la mezcla gasolina-metanol. Se puede observar como en el caso de RC=7.86 y RC=8.45 la presión máxima promedio registrada con la mezcla E5 supera a la gasolina, esto sugiere que el efecto de reducción en la duración de la primera fase de la combustión (ver Sección 4.2) tiene mayor peso que el de la reducción en poder calorífico del etanol (28.14 MJ/Kg) respecto a la gasolina (44.15 MJ/Kg)

En el caso de la mezcla gasolina-butanol, se observa como la presión máxima alcanzada con la mezcla B5 supera a la gasolina para todas las R.C. estudiadas. Al aumentar la proporción de butanol, la presión máxima va reduciendo progresivamente, siendo comparable a la de la gasolina para los casos de B10 y B15, y reduciéndose en el caso de la mezcla B20. De igual forma que el resto de alcoholes, el butanol, especialmente en la proporción del 5 %, produce una reducción en la duración de la primera fase de la combustión (ver Sección 4.2). El hecho de que es el alcohol que menos reducción en poder calorífico presenta (35.83 MJ/Kg) respecto a la gasolina (44.15 MJ/Kg), explica el aumento de presión de la mezcla B5 y la poca afectación de las mezclas B10 y B15.



(a) Evolución de la presión máxima promedio para mezclas gasolina-metanol
 (b) Evolución de la presión máxima promedio para mezclas gasolina-etanol



(c) Evolución de la presión máxima promedio para mezclas gasolina-butanol

Figura 4.5: Evolución de la presión máxima en cámara promedio para los distintos combustibles y R.C.

4.2 DURACIÓN DE LA PRIMERA FASE DE LA COMBUSTIÓN

Para el análisis del comportamiento de la duración de la primera fase de la combustión (DPFC) se omiten los resultados obtenidos a la relación de compresión mínima ($RC=4.46$), debido a que la variabilidad de la combustión que se observa es muy elevada. En la Figura 4.6 se muestra la dispersión entre ciclos de combustión para el combustible de referencia en este valor de RC . La elevada dispersión sigue observándose en todos los combustibles estudiados. Esta gran dispersión se debe a la elevada duración de la primera fase de la combustión observada [112]. La elevada dispersión cíclica implica un proceso de combustión con un fuerte carácter aleatorio, lo que imposibilita la obtención de conclusiones coherentes en esta RC .

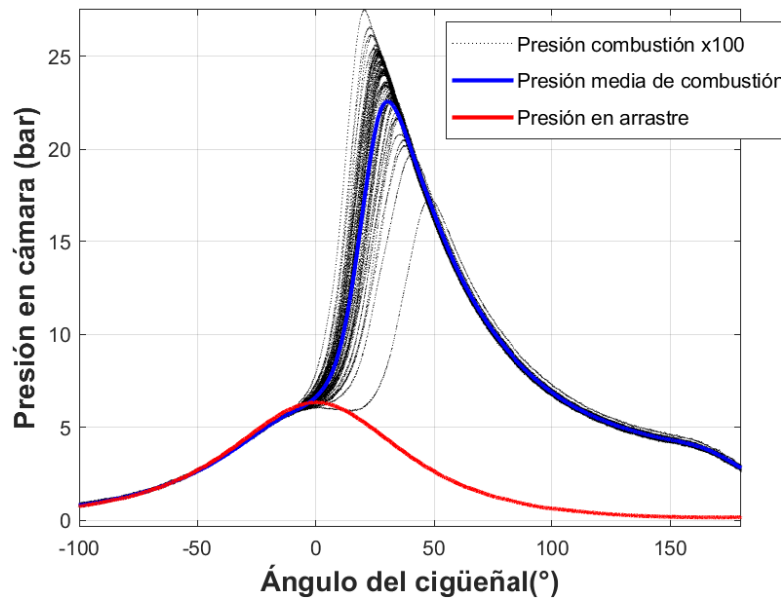


Figura 4.6: Variación cíclica de la combustión a R.C. 4.46

En las Figuras 4.7, 4.8 y 4.9 se muestra la evolución en DPFC para las distintas mezclas y RC estudiadas, en comparación con el combustible de referencia, así como la diferencia respecto a éste. Adicionalmente, los resultados numéricos se muestran

en el Apéndice A

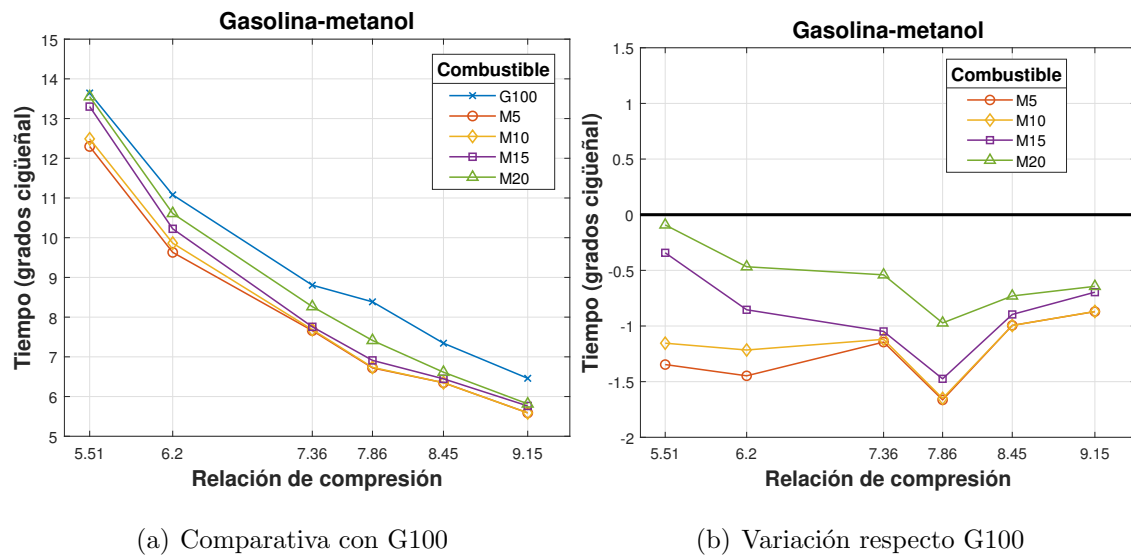


Figura 4.7: Duración de la primera fase de la combustión para las mezclas gasolina-metanol

Se observa que, al margen del tipo de combustible, el principal parámetro que influye en la DPFC es la relación de compresión. Un valor más elevado favorece una primera fase de la combustión más rápida. En lo relativo a la influencia del combustible, en general, se comprueba que la adición de alcoholes a la gasolina, hasta una proporción del 20 %, favorece que la primera fase de la combustión sea más rápida, lo que concuerda con los resultados obtenidos en [18].

En el caso del metanol, se comprueba que el mayor aumento de velocidad se obtiene a la concentración del 5 %, ralentizándose gradualmente a medida que la proporción de alcohol aumenta, sin llegar en ningún caso a superar el valor observado en el combustible de referencia. Esto se cumple de forma general para todas las RC estudiadas.

En el caso del etanol, la disminución en la DPFC aumenta progresivamente desde la mezcla E5 hasta E15, volviendo a aumentar al llegar hasta el 20 %. Se observa para todas las mezclas y RC una reducción en DPFC respecto al combustible de referencia.

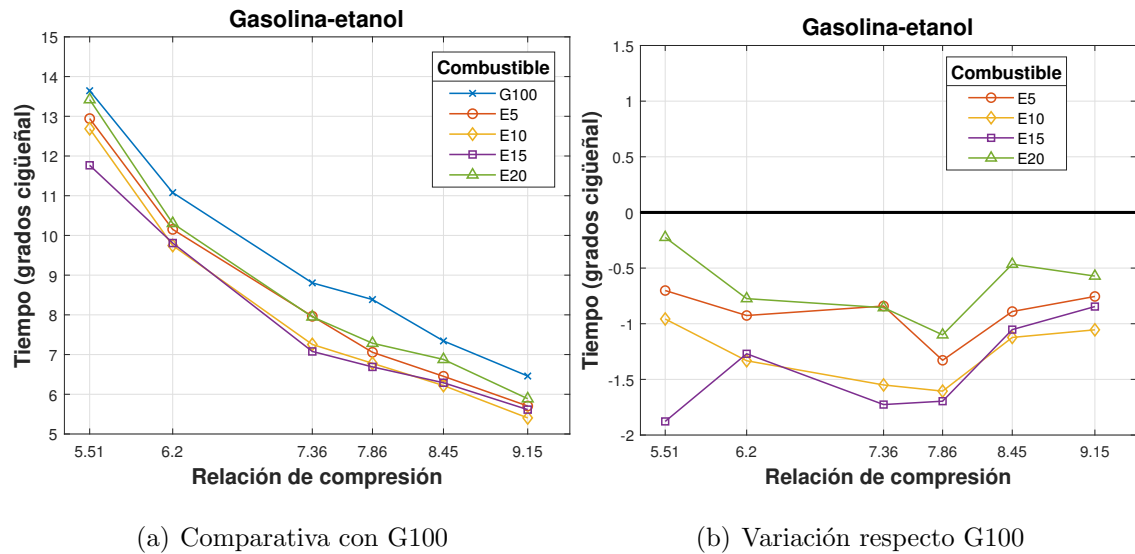
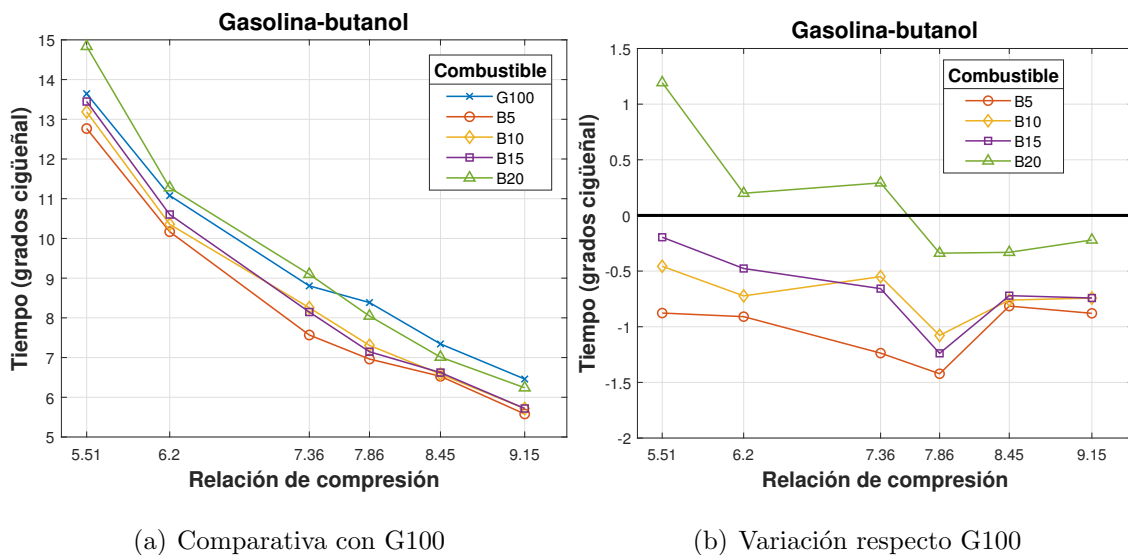


Figura 4.8: Duración de la primera fase de la combustión para las mezclas gasolina-etanol

Por último, para el caso del butanol, se observa una disminución en DPFC máxima para la mezcla B5. La diferencia con el combustible de referencia disminuye al pasar del 5 %, llegando incluso a registrarse una DPFC mayor para el caso del B20 en R.C. inferior a 7.5.

Cabe destacar que para ninguno de los alcoholes estudiados se observa una influencia clara de la RC en la disminución de DPFC que provoca la adición de alcohol. Por el contrario, los resultados sugieren que la variación observada respecto al combustible de referencia depende principalmente de la proporción y el tipo de alcohol en la mezcla.



(a) Comparativa con G100

(b) Variación respecto G100

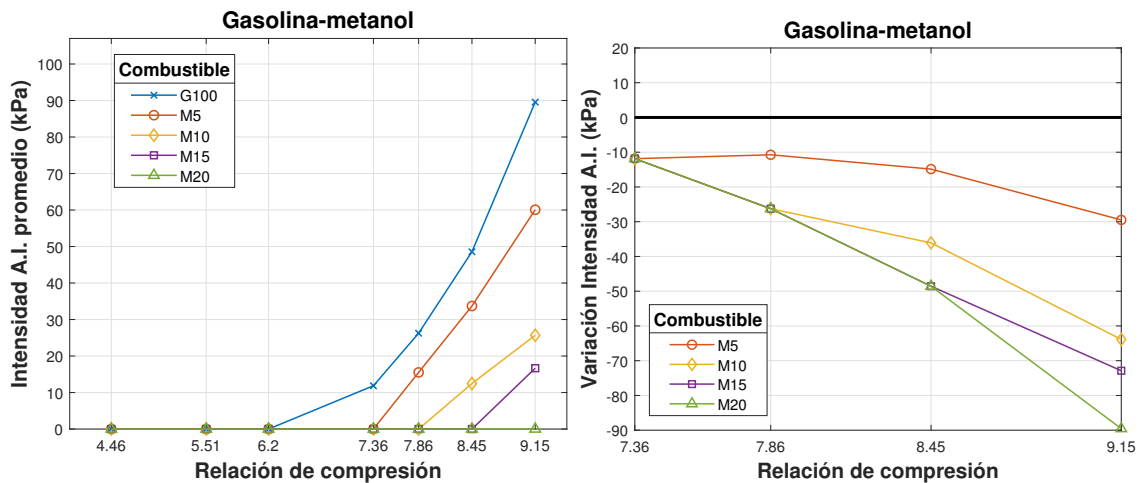
Figura 4.9: Duración de la primera fase de la combustión para las mezclas gasolina-butanol

4.3 PRESENCIA E INTENSIDAD DE AUTOIGNICIÓN

La presencia e intensidad de autoignición (AI) se evalúa a través de dos parámetros: la intensidad de AI promedio a lo largo de 100 ciclos y la probabilidad de AI, definida como el tanto por ciento de ciclos que presentaron una intensidad de AI superior a 50 kPa.

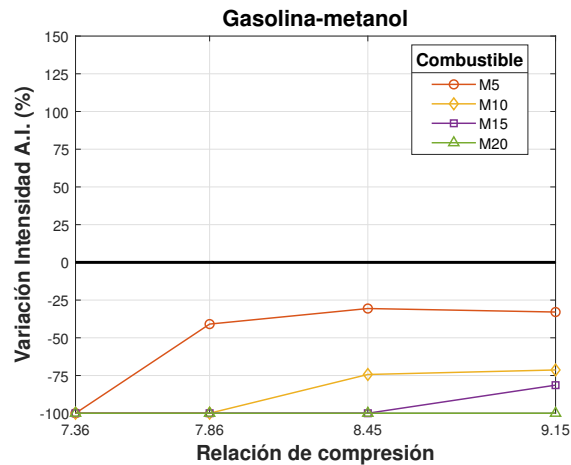
En las Figuras 4.10(a), 4.11(a) y 4.12(a) se muestra la intensidad de AI promedio obtenida con las distintas mezclas de gasolina con metanol, etanol y butanol, respectivamente, a las distintas RC ensayadas, en comparación con el combustible de referencia. En las Figuras 4.10(b), 4.11(b) y 4.12(b) se muestra la variación absoluta de la intensidad de AI respecto al combustible de referencia. En las Figuras 4.10(c), 4.11(c) y 4.12(c) se muestra la variación relativa de la intensidad de AI respecto al combustible de referencia, para las RC en las que éste presentaba AI.

En las Figuras 4.13(a), 4.13(b) y 4.13(c) se muestra la probabilidad de AI obtenida con las distintas mezclas de gasolina con metanol, etanol y butanol, respectivamente, a las distintas RC ensayadas, en comparación con el combustible de



(a) Comparativa con G100

(b) Variación absoluta respecto G100

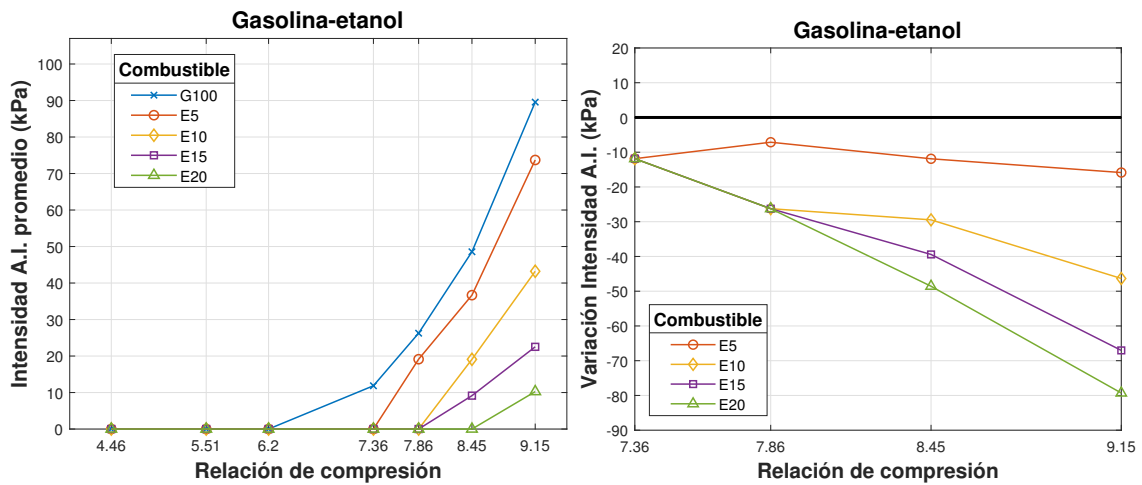


(c) Variación relativa respecto G100

Figura 4.10: Intensidad de AI promedio para las mezclas gasolina-metanol

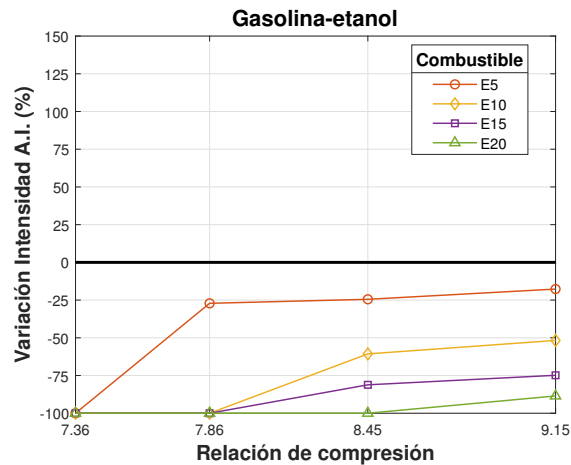
referencia.

En primer lugar, e independientemente del combustible, se observa que la presencia e intensidad de AI está influenciada fuertemente por la RC a la que trabaja el motor. Como se vio en la Sección 4.1, un mayor valor de RC implica que se alcancen valores superiores de presión en cámara durante la combustión, lo que supone condiciones de mayor presión y temperatura para la parte de la mezcla aire-combustible que permanece sin quemar en el cilindro, favoreciendo su oxidación antes de ser alcanzadas por el frente de la llama generada por la bujía (Sección 2.1.1).



(a) Comparativa con G100

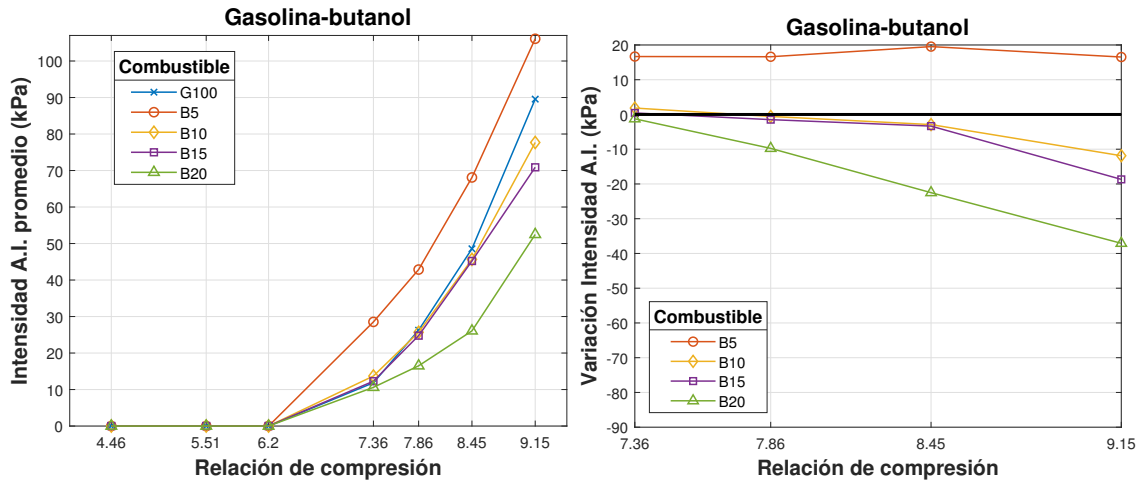
(b) Variación absoluta respecto G100



(c) Variación relativa respecto G100

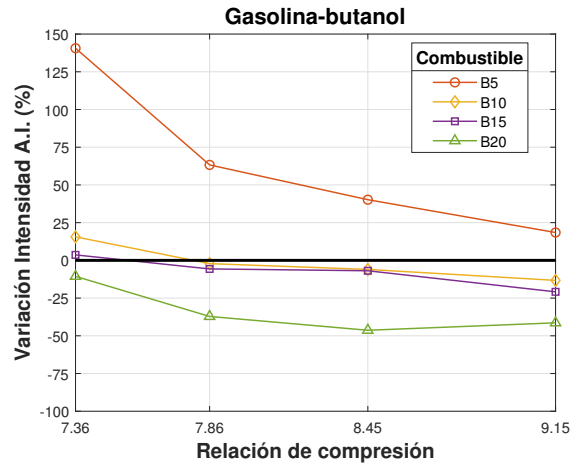
Figura 4.11: Intensidad de AI promedio para las mezclas gasolina-etanol

En cuando a la influencia del tipo y la proporción de alcohol en la mezcla, en el caso del metanol, se observa un fuerte poder antidetonante, la AI es mitigada progresivamente en términos de intensidad promedio a medida que la proporción de alcohol aumenta, para cualquier valor de RC en el que el combustible de referencia presenta AI. En el caso de la mezcla M20, se observa una desaparición total de cualquier indicio de AI en todas las RC ensayadas. Si se analiza la probabilidad de AI, los resultados sugieren que proporciones de metanol iguales o superiores al 10 % permiten operar el motor sin problemas en todas la RC estudiadas, teniendo en cuenta que la ausencia de ciclos con intensidad de AI superior a 50 kPa implica



(a) Comparativa con G100

(b) Variación absoluta respecto G100

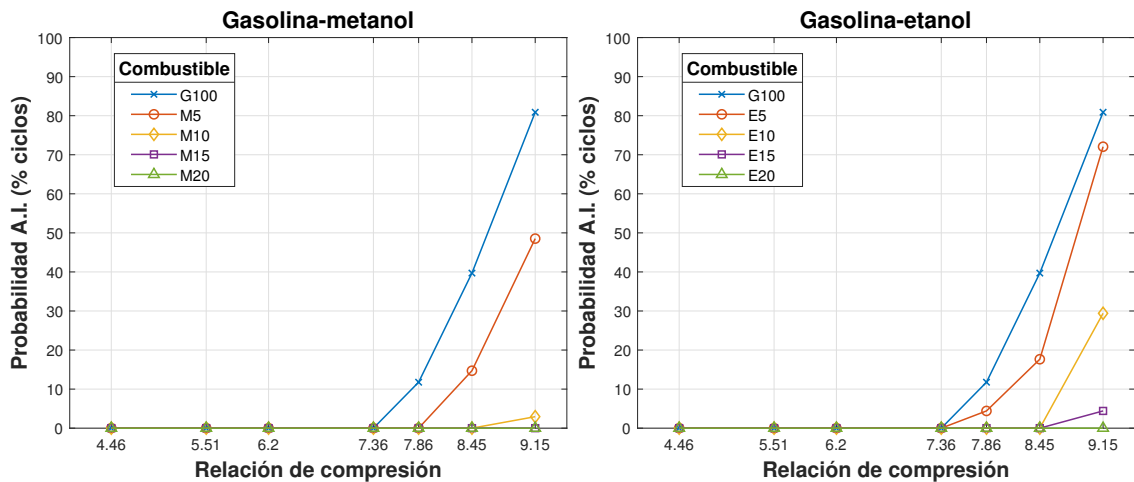


(c) Variación relativa respecto G100

Figura 4.12: Intensidad de AI promedio para las mezclas gasolina-butanol

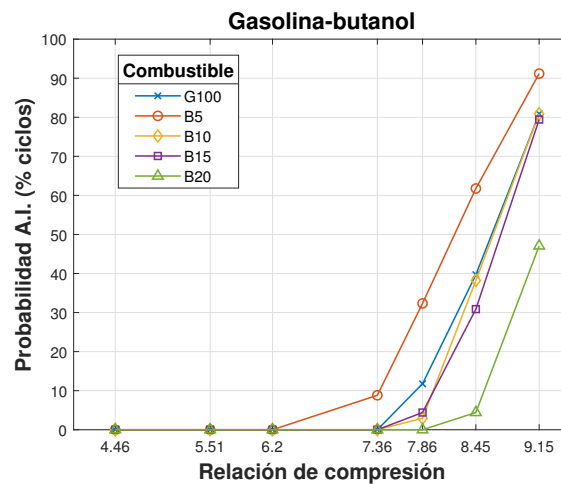
una operación totalmente normal, sin pérdida de potencia ni riesgos para el motor, pese a observarse un valor de intensidad de AI promedio superior a 0 kPa. En el caso de la mezcla M5, suprime valores notables de AI en $RC=7.86$ y consigue una reducción de más del 20% de los ciclos en los casos de RC igual o superior a 8.45.

A la vista de los resultados obtenidos para las mezclas gasolina-etanol, se observa, al igual que con el metanol, la capacidad de mitigar la AI de forma progresiva a medida que va aumentando su proporción, para todas las RC estudiadas. La mezcla E20 permite la operación del motor sin ciclos de AI destacables en todas las



(a) Mezclas gasolina-metanol

(b) Mezclas gasolina-etanol



(c) Mezclas gasolina-butanol

Figura 4.13: Probabilidad de autoignición

RC, mientras que la mezcla E15 presenta AI en un porcentaje inferior al 10% de ciclos únicamente en RC=9.15. La mezcla E10 elimina la AI de forma satisfactoria al menos hasta RC=8.45. Por último, la mezcla E5 sigue presentando AI para las RC en las que lo hace la gasolina, aunque con menor probabilidad (25% y 30% menos ciclos para RC=8.45 y RC=9.15) e intensidad promedio (25% menos respecto G100 en RC superior a 7.86). Existe un gran cuerpo de evidencias que respalda la capacidad de reducción de la AI del metanol y el etanol en mezclas con gasolina, tal y como se explica en la Sección 1.2.

En el caso del butanol, no se observa una capacidad de reducir la presencia de AI, llegando a observarse un aumento en el caso de la mezcla B5, lo que concuerda con los resultados obtenidos en [24]. El incremento de la intensidad de AI, del orden del 20 % respecto a la gasolina, que se observa para la mezcla B5 se explica por dos hechos. Por una parte, la reducción en DPFC de la mezcla implica una presión en cámara más elevada. Esto último, junto con el hecho de que el butanol no presenta un número de octano superior a la gasolina ni tampoco un incremento sustancial en el calor latente de vaporización, causa un incremento en la intensidad de AI. Las mezclas B10 y B15 muestran un valor de intensidad promedio de AI muy similar a la gasolina para RC menores o iguales a 8.45 y un ligero decremento en RC=9.15, mientras que la probabilidad de AI permanece con valores similares a la gasolina. En el caso de la mezcla B20, se observa una reducción tanto en la intensidad promedio como en la probabilidad de AI, del orden del 50 %, con respecto a la gasolina pura. Esto puede estar provocado por la reducción en la presión máxima en cámara observada en la Sección 4.1 para este combustible.

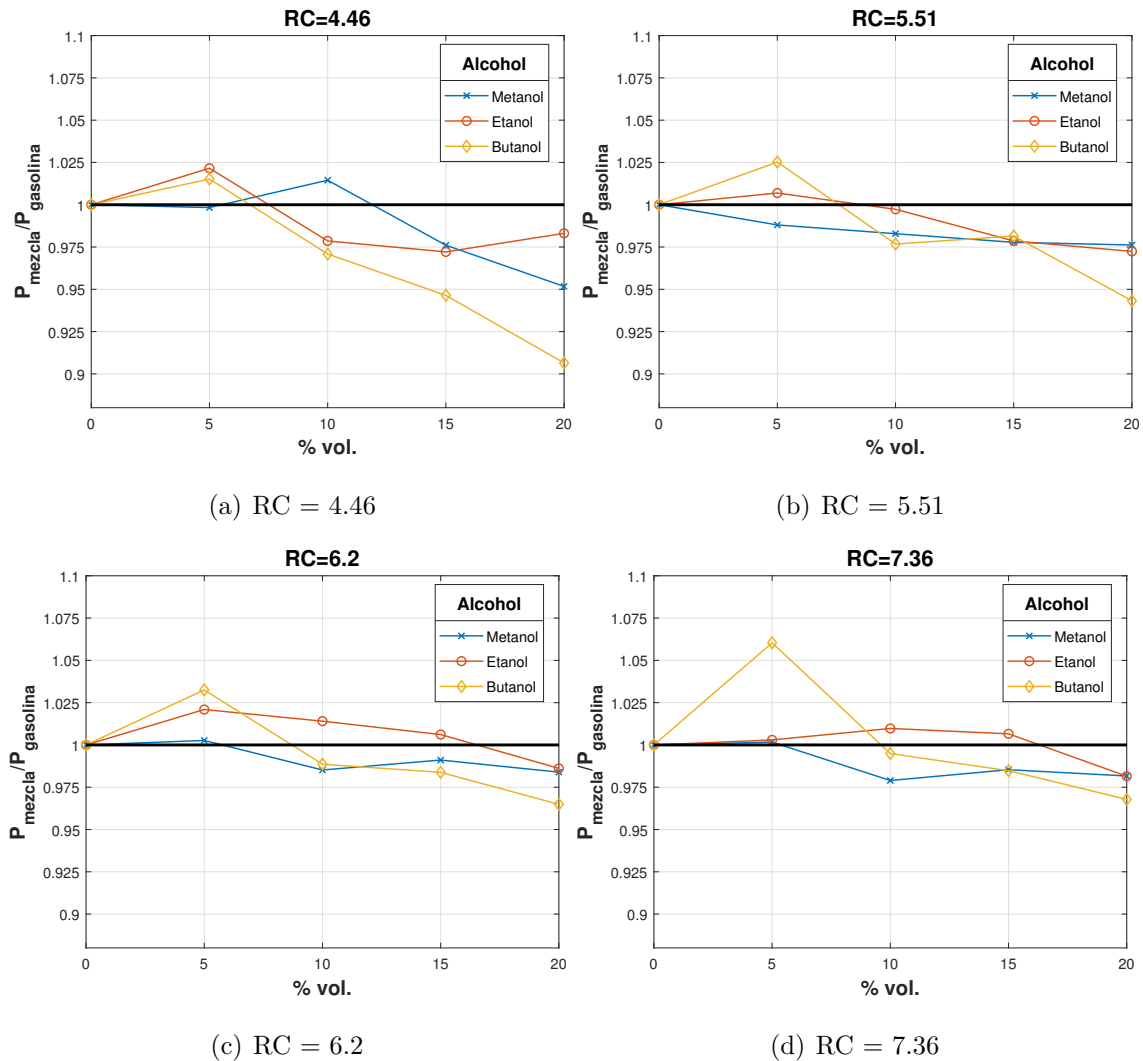
4.4 COMPARATIVA ENTRE COMBUSTIBLES

En la presente sección se realiza una comparación entre los resultados obtenidos para los distintos alcoholes utilizados en la mezcla con gasolina, en función de su proporción volumétrica.

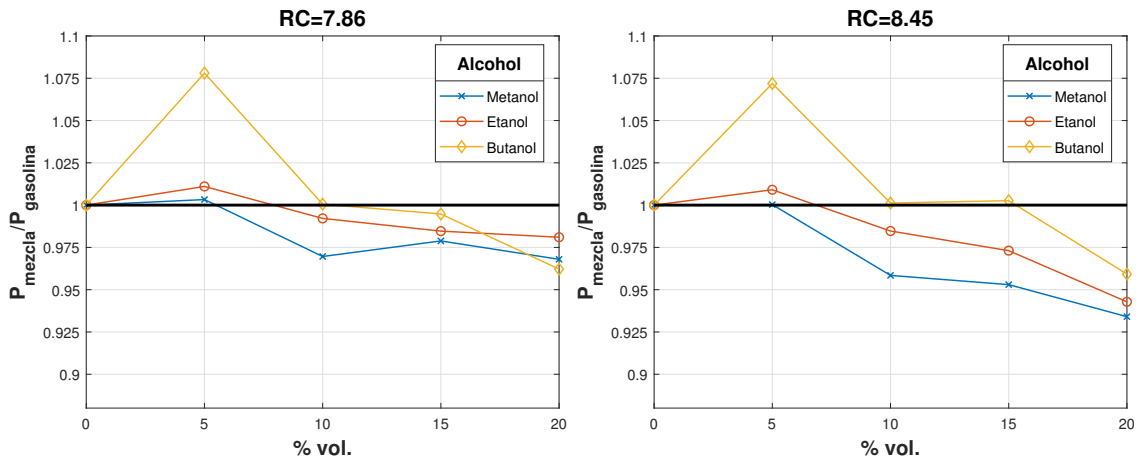
4.4.1 PRESIÓN EN LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN

A continuación se expone la comparativa del valor promedio de presión máxima en cámara durante los 100 ciclos de combustión registrados, en función de la proporción volumétrica y el tipo de alcohol. Para facilitar la interpretación del efecto de la proporción y el tipo de alcohol, el valor de presión en cámara máxima se ha nor-

malizado con el valor correspondiente al combustible de referencia. Por lo tanto, en todos los casos el valor correspondiente a la proporción volumétrica de 0% es igual a 1, y el valor en el eje vertical no tiene unidades. En la Figura 4.14 se muestran los resultados de esta comparativa.

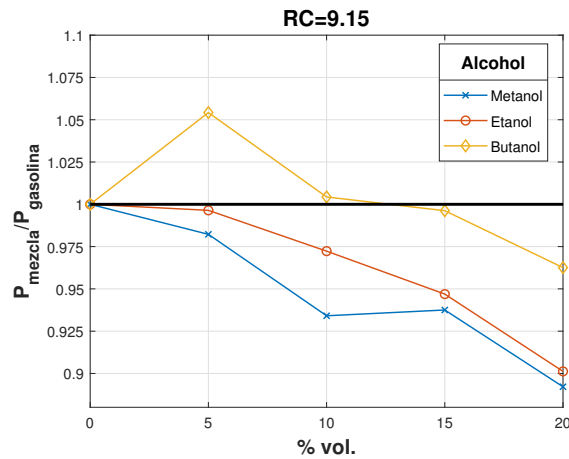


Se observa que la variación en la presión máxima promedio respecto a la gasolina permanece en un rango de $\pm 10\%$ para todas las mezclas y RC estudiadas. En los casos de RC igual o inferior a 7.36, no se observa una clara tendencia del comportamiento de la presión en cámara promedio según el tipo de alcohol, sin embargo, para los valores de RC por encima de 7.5, se observa que los valores arrojados por el butanol son los más elevados, seguidos por los del etanol y finalizando por



(e) RC = 7.86

(f) RC = 8.45



(g) RC = 9.15

Figura 4.14: Efecto de la proporción volumétrica y el tipo de alcohol en la presión máxima promedio

los correspondientes al metanol. Este orden coincide con el orden de poder calorífico de los combustibles: 35.83 MJ/Kg en el caso del butanol, 28.14 MJ/Kg el etanol y 21.74 MJ/Kg el metanol.

En términos generales, los resultados sugieren que un porcentaje de alcohol del 20 % provoca una reducción en la presión máxima promedio respecto a la gasolina, independientemente de la RC y el tipo de alcohol. Así mismo, un porcentaje del 5 % implica un aumento en este parámetro en los casos del etanol y el butanol, siendo más destacado el de éste último. Esto puede explicarse por el aumento en la velocidad

de la combustión y la poca disminución en poder calorífico a bajas concentraciones. En el caso del metanol, se observa una disminución en la presión máxima promedio de forma generalizada para cualquier concentración.

4.4.2 DURACIÓN DE LA PRIMERA FASE DE LA COMBUSTIÓN

Para el estudio comparativo de la DPFC en función del tipo y la proporción de combustible se normaliza el valor obtenido para cada mezcla con el valor obtenido para el combustible de referencia. En la Figura 4.15 se muestran los resultados de este estudio comparativo, para todas las RC consideradas. Nótese que el valor correspondiente a la proporción volumétrica del 0% es igual a 1 en todos los casos y que el eje vertical no tiene dimensiones.

Se observa, en términos generales, una reducción en DPFC respecto a la gasolina al añadir cualquiera de los tres tipos de alcohol a la mezcla, lo que concuerda con los resultados obtenidos en [59, 18, 60, 40, 41]. La variación observada se mantiene en todo momento en el rango +10% – 20%. Las curvas mostradas presentan una forma de U. El comportamiento general de todos los alcoholes es una reducción en la DPFC a medida que comienza a incrementarse su proporción en la mezcla, llegando a una cierta proporción, ese descenso en la curva se detiene y comienza una tendencia ascendente. Los resultados también sugieren que la capacidad de los alcoholes de reducir DPFC aumenta en RC superiores a 7.5.

En el caso del etanol, el cambio de la tendencia descendente se observa en una proporción entre el 10% y el 15%. En todos los casos, se mantiene la reducción en DPFC respecto a la gasolina. Tanto para el metanol como para el butanol, el cambio de tendencia se observa en la proporción del 5%. El metanol muestra una reducción en DPFC respecto a la gasolina para todas las concentraciones, mientras que el butanol llega a mostrar incremento en este parámetro para la mezcla B20 a RC inferiores a 7.5.

Comparando los tres tipos de alcoholes, los resultados sugieren que el descenso en DPFC respecto a la gasolina puede ser máximo al emplear etanol en una proporción del 15 %, siendo esta reducción cercana al 20 %. En orden de capacidad para reducir DPFC le seguiría el metanol, especialmente en una proporción del 5 %, observándose un descenso del orden del 15 % respecto a la gasolina. El butanol muestra la menor capacidad de acelerar la primera fase de la combustión de los tres alcoholes, si bien, en concentraciones inferiores al 20 % genera una reducción en DPFC superior al 10 % para RC mayor a 7.5. Estos resultados concuerdan con los obtenidos por Aleiferis y Behringer [61].

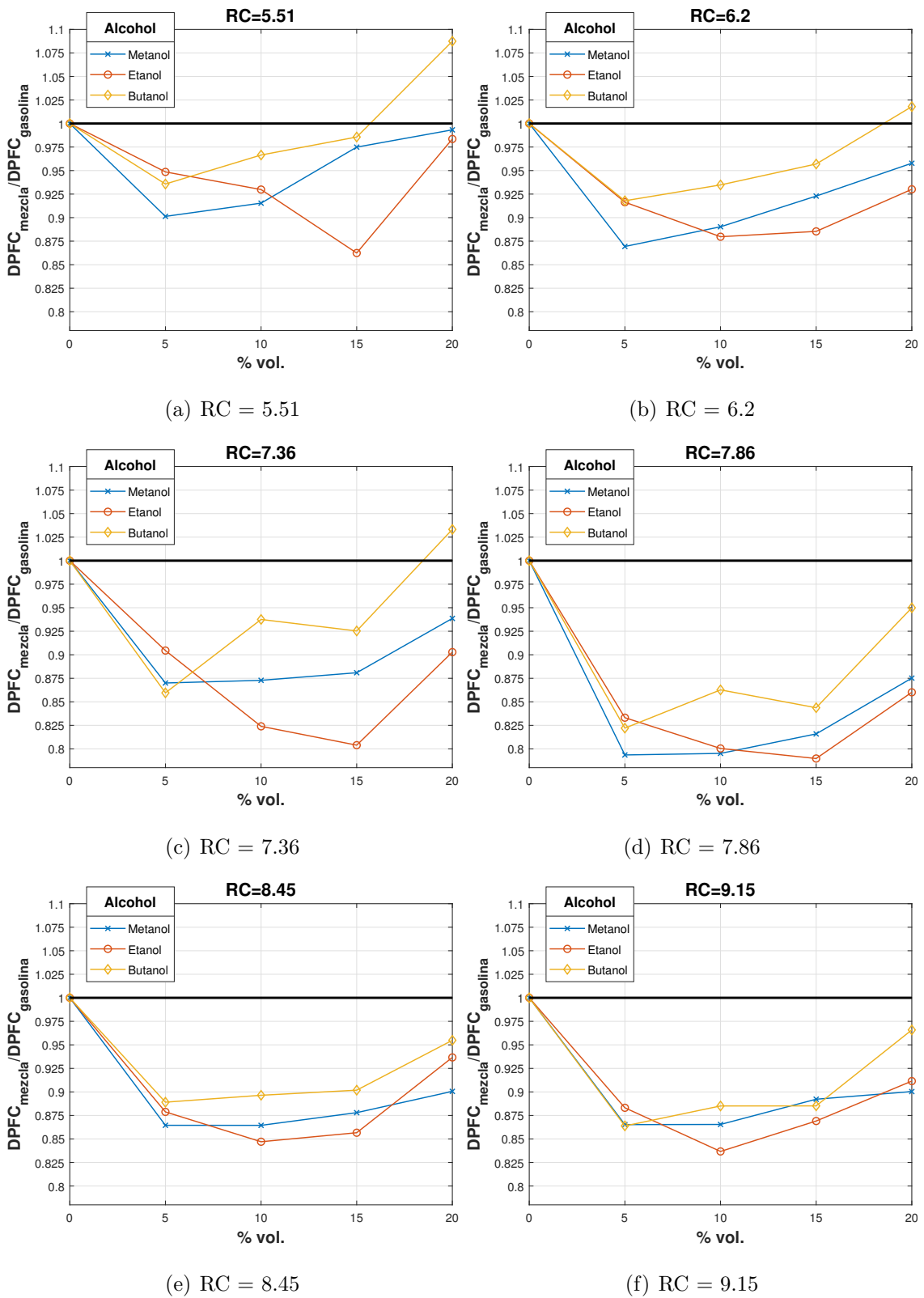


Figura 4.15: Efecto de la proporción volumétrica y el tipo de alcohol en la presión máxima promedio

4.4.3 PRESENCIA E INTENSIDAD DE AUTOIGNICIÓN

Para el análisis de la intensidad promedio de AI se muestra la variación porcentual de cada mezcla respecto al valor obtenido para el combustible de referencia. En la Figura 4.16 se muestran los resultados de intensidad promedio de AI obtenidos para las RC en las que el combustible de referencia presentó un valor superior a 0 kPa (7.36, 7.86, 8.45 y 9.15). En la Figura 4.17 se muestran los resultados obtenidos para la probabilidad de AI, en los valores de RC en los que el combustible de referencia presentó probabilidad de AI superior al 0% (7.86, 8.45 y 9.15).

Lo primero que se aprecia en los resultados es la capacidad de mitigar la AI que presentan tanto el metanol como el etanol, por el contrario, el butanol presenta incluso una tendencia al aumento de la AI en su concentración del 5%, y poca variación en las mezclas B10 y B15. Tal como se esperaba, los alcoholes con 3 o menos carbonos presentan capacidad antidetonante, mientras que aquellos con 4 o más, no la presentan e incluso pueden provocar una mayor AI, en concordancia con [24].

En el caso de las mezclas con metanol y etanol, se observa como la capacidad antidetonante va en aumento a medida que se incrementa la concentración del alcohol. Por otra parte, a medida que aumenta RC, la proporción de alcohol necesaria para eliminar por completo el fenómeno de la AI es superior. Haciendo una comparación entre el metanol y el etanol, se observa que el poder antidetonante del metanol es superior al del etanol, lo cual puede explicarse por su mayor capacidad de refrigeración de la carga, dado el calor latente de vaporización más elevado del metanol. Para el caso de la RC con AI más severa (9.15), la mezcla M10 elimina prácticamente por completo la probabilidad de AI (2.9% frente al 81% de la gasolina), mientras que, para esa misma RC, la mezcla E15 presenta una probabilidad de AI del 4.4%. Las mezclas M15, M20 y E20 eliminan por completo la probabilidad de AI en todas las RC en las que la gasolina la presenta.

En el caso del butanol, la proporción del 5% presenta un aumento de la AI tanto en intensidad promedio como en probabilidad respecto a la gasolina, según lo explicado en la Sección 4.3. Las mezclas B10 y B15 presentan poca variación respecto a la gasolina, tanto en términos de intensidad como probabilidad de AI. La mezcla B20 presenta una cierta reducción en la AI respecto a la gasolina, lo cual puede deberse a la reducción de presión en cámara para esa mezcla, en lugar de a una capacidad de mitigar la autoignición del butanol en sí mismo.

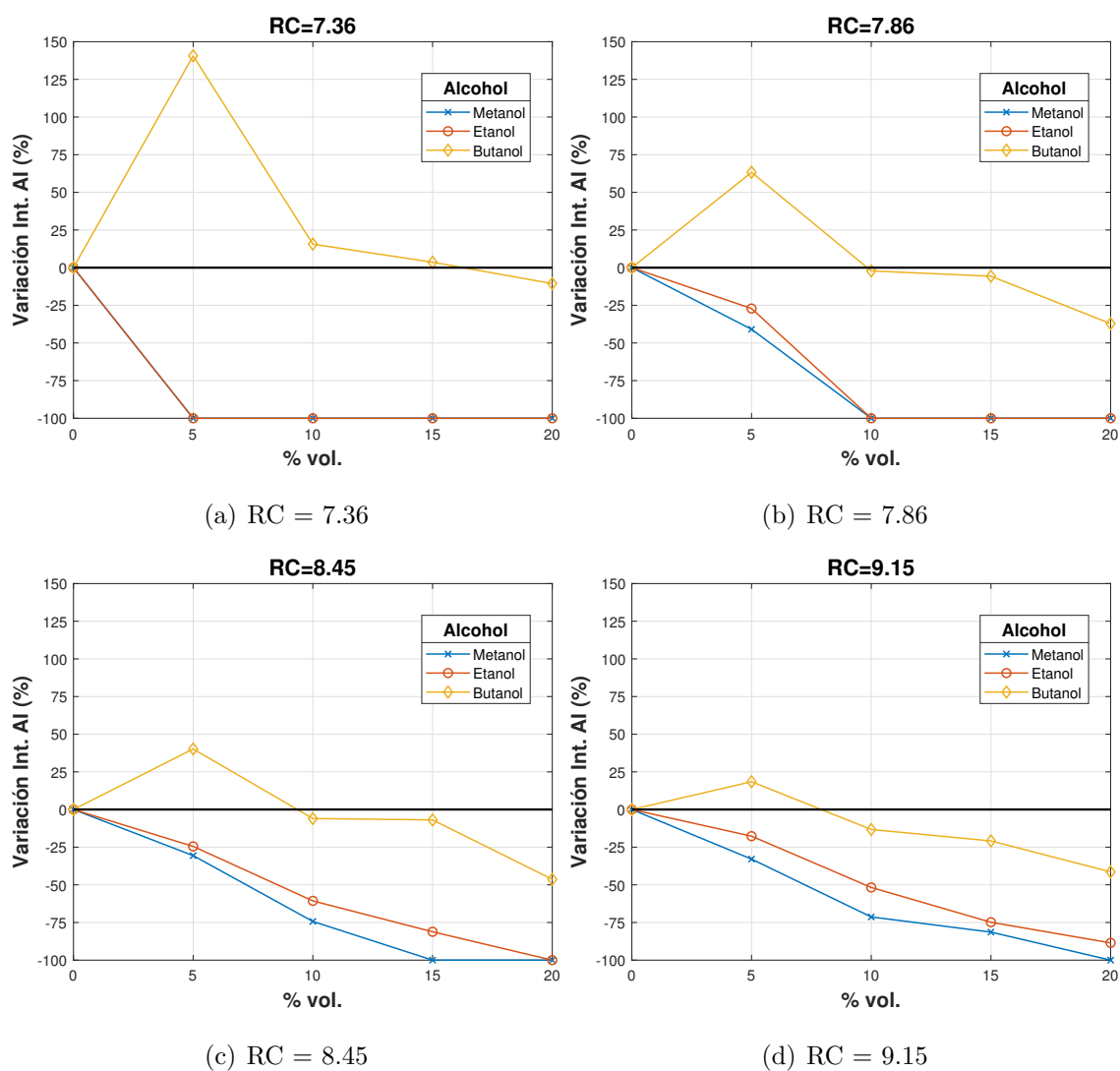
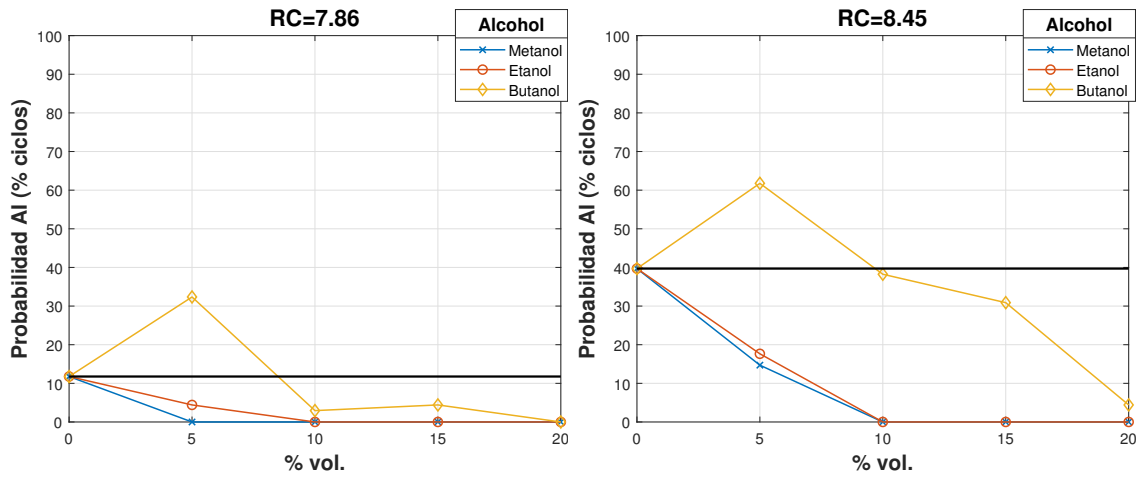
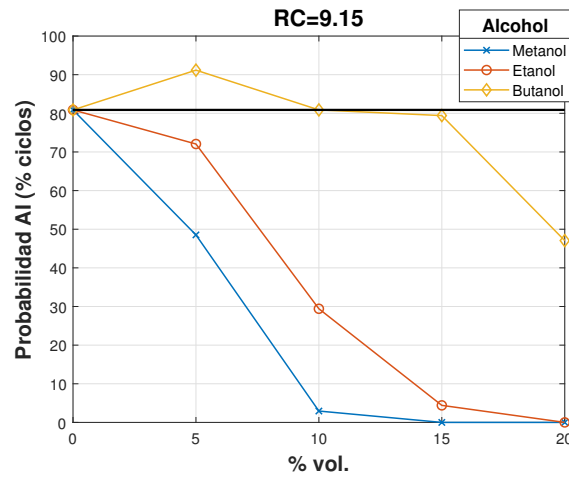


Figura 4.16: Efecto de la proporción volumétrica y el tipo de alcohol en la intensidad promedio de AI



(a) RC = 7.86

(b) RC = 8.45



(c) RC = 9.15

Figura 4.17: Efecto de la proporción volumétrica y el tipo de alcohol en la probabilidad de AI

CAPÍTULO 5

CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

En este capítulo se presentan las conclusiones obtenidas en la presente investigación, así como los trabajos futuros que se propone realizar para continuar con la línea de investigación seguida durante este trabajo

5.1 CONCLUSIONES

En primer lugar, se concluye que la relación de compresión y el uso de mezclas de gasolina con metanol, etanol y butanol, en distintas proporciones, tiene una fuerte influencia en la duración de la primera fase de la combustión, así como en la presencia e intensidad de la autoignición. Por todo ello, **se verifica la hipótesis planteada en esta investigación.**

En la siguientes secciones se detallan las conclusiones específicas obtenidas para cada uno de los aspectos de la combustión estudiados en esta investigación.

5.1.1 PRESIÓN EN LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN

A continuación se muestran las conclusiones sobre el valor de presión máxima en la cámara de combustión obtenidas en la investigación.

- El valor máximo de presión en cámara depende principalmente de la relación de compresión. Al margen de esto, el uso de alcoholes en mezcla con gasolina también tiene influencia en este parámetro.
- El uso de una mezcla con 5% de butanol (B5) provoca un incremento de entre el 2.5% y el 7.5% en la presión máxima en cámara respecto a la gasolina pura. Las mezclas B10 y B15 muestran poca variación respecto a la gasolina, mientras que la mezcla B20 muestra una reducción de entorno al 2.5%.
- El uso de mezclas del 5% de metanol y etanol muestran poca variación respecto a la gasolina, mientras que proporciones superiores, en general, tienden a mostrar un decremento en la presión máxima promedio.
- En relaciones de compresión superiores a 7.5, se observa que la presión en cámara máxima obtenida es superior para mezclas de butanol, seguida por las

de etanol y por último las de metanol, lo que coincide con el orden en poder calorífico de los combustibles.

5.1.2 DURACIÓN DE LA PRIMERA FASE DE LA COMBUSTIÓN

En lo relativo a la velocidad con que se desarrolla la primera fase de la combustión, las conclusiones obtenidas son las siguientes:

- El parámetro que más influencia presenta en la duración de la primera fase de la combustión es la relación de compresión del motor. A medida que la RC aumenta, la velocidad de la primera fase de la combustión también lo hace, independientemente del tipo de combustible utilizado.
- La adición de alcohol a la gasolina provoca, de forma general, una reducción en la duración de la primera fase de la combustión, en el rango de 0.5-2 grados de cigüeñal menos que la gasolina pura. Los resultados obtenidos sugieren que esta reducción no está claramente influenciada por la RC del motor y depende principalmente del tipo de alcohol y su proporción volumétrica en la mezcla.
- Se observa que el comportamiento de la variación en DPFC con la proporción del alcohol presenta una forma de U, primero con una tendencia descendente que se vuelve ascendente al superar un cierto porcentaje de alcohol. En el caso del metanol y butanol, el cambio de tendencia se produce para la concentración del 5%, mientras que el etanol, mantiene la reducción en DPFC hasta proporciones de entre el 10% y el 15%.
- Los resultados sugieren que, comparativamente, el etanol es el alcohol que mayor capacidad presenta para la reducción en DPFC, para una proporción del 15%. En orden de capacidad para acelerar la primera fase de la combustión, le sigue el metanol, que presenta su mayor capacidad para la concentración del 5%. Por último, el butanol es el alcohol que menos reducción en DPFC

respecto a la gasolina presenta, llegando a generar una combustión más lenta en su máxima concentración (B20) y para RC inferior a 7.5. A pesar de esto, un concentración de butanol de hasta el 15 % muestra una reducción del orden del 10 % respecto a la gasolina en RC mayor a 7.5.

5.1.3 PRESENCIA E INTENSIDAD DE AUTOIGNICIÓN

Las conclusiones obtenidas acerca de la influencia de la relación de compresión y el uso de mezclas de metanol, etanol y butanol con gasolina en la presencia e intensidad de autoignición son las siguientes:

- La relación de compresión a la que trabaja el motor es el principal parámetro que determina tanto la intensidad como la presencia del fenómeno de autoignición. A medida que aumenta la RC, lo hace la intensidad y la presencia de AI, a excepción de aquellas mezclas cuya composición consigue eliminar dicho fenómeno.
- El combustible de referencia utilizado, gasolina tipo “magna” de Pemex, presenta, a la relación de compresión de 9.15 y a máxima carga (acelerador totalmente abierto) autoignición de una intensidad considerable (superior a 50kPa) en un número de ciclos de combustión superior al 80 %.
- Tanto el metanol como el etanol, mezclados con gasolina, presentan la capacidad de reducir satisfactoriamente tanto la probabilidad como la intensidad promedio de AI. Por el contrario, el butanol no presenta esta capacidad, llegando incluso a presentar una mayor AI al mezclarlo en pequeñas proporciones.
- La capacidad de mitigar el fenómeno de la AI del metanol y el etanol aumenta de manera gradual a medida que se introduce una mayor concentración en las mezclas con gasolina. Cuanto más elevada es la RC, mayor proporción de alcohol se requiere para neutralizar totalmente la autoignición.

- La capacidad antidetonante observada para el metanol es ligeramente superior a la del etanol. Los resultados sugieren que el uso de una mezcla gasolina-metanol en una proporción igual o superior al 10% elimina la presencia de AI hasta una RC de 9.15 a la máxima carga. En el caso del etanol, esto se consigue con una proporción de al menos el 15%.

5.1.4 COMPARATIVA ENTRE ALCOHOLES Y APLICACIÓN PRÁCTICA

A la vista de todo lo anterior, se puede concluir que el uso de los distintos alcoholes estudiados para su mezcla con gasolina presenta diversas ventajas e inconvenientes. Por una parte, en lo referente a la supresión de la autoignición, tanto el metanol como el etanol suponen una buena opción, siendo efectivos en concentraciones suficientemente bajas como para utilizarse en vehículos comerciales no diseñados específicamente para el uso de estos combustibles. Comparativamente, la capacidad antidetonante del metanol supera ligeramente la del etanol, mientras que el butanol no supone una opción si se busca suprimir la autoignición.

En términos de generación de potencia, todos los alcoholes suponen una disminución en la densidad energética del combustible resultante de su mezcla debido a su menor poder calorífico respecto a la gasolina, si bien, en este aspecto, el butanol es el que menor reducción supone ya que presenta un poder calorífico más parecido al de la gasolina. Adicionalmente, la reducción en la duración de la primera fase de la combustión observada de forma general al añadir este tipo de oxigenantes ayuda a mitigar el efecto de la reducción en poder calorífico, tal y como se observó en los resultados de presión máxima en cámara, ayudando a incrementar la eficiencia y a reducir la dispersión cíclica de la combustión.

En vista de todo lo concluido, si se busca incrementar el porcentaje total de biocombustible utilizado en motores de encendido provocado, con miras a disminuir

el uso de combustibles fósiles, la utilización en conjunto de butanol con etanol y/o metanol podría ser una alternativa factible. Por una parte, el butanol permitiría aumentar la cantidad de biocombustible mitigando la pérdida de poder calorífico por la menor proporción de gasolina. Por otra parte, los alcoholes de menos de 3 carbonos proporcionan un incremento en el octanaje de la mezcla, permitiendo su utilización en motores con una mayor relación de compresión y/o más adelante de la ignición, y por tanto más eficientes.

5.2 TRABAJOS FUTUROS

Teniendo en cuenta las capacidades y la total funcionalidad de la instalación experimental al término de este trabajo, se abre un gran abanico de vías para continuar la línea de investigación de mezclas alcohol-gasolina, sin necesidad de grandes modificaciones en la instalación experimental. A continuación, se exponen los trabajos futuros que se proponen para continuar con la línea de investigación de este trabajo:

- **Estudio del efecto del enfriamiento de la carga de mezclas gasolina-bioalcohol.** Según lo observado en el estudio de sensibilidad de la temperatura del aire de admisión, este es un parámetro de gran influencia en el fenómeno de la autoignición. Por tanto, resultaría de interés estudiar el comportamiento de estas mezclas a distintas temperaturas de admisión, lo que permitiría determinar la influencia de las propiedades antidetonantes de origen químico y por enfriamiento de los distintos alcoholes.
- **Estudio de mezclas binarias bioalcohol-gasolina en proporción elevada.** En la presente investigación se han estudiado mezclas alcohol-gasolina con proporciones bajas, que permitirían su uso en la mayoría de vehículos sin especiales modificaciones. Sería de interés continuar el estudio elevando la proporción de alcohol hasta llegar incluso a su utilización de forma pura, para

observar la influencia de concentraciones más elevadas.

- **Estudio de mezclas ternarias y cuaternarias de bioalcohol-gasolina.**

A la vista de los resultados obtenidos, una vía para conseguir un incremento sustancial en la proporción de biocombustible en motores de encendido provocado podría venir de la combinación de los distintos bioalcoholes, con el fin de obtener una mezcla que presente los distintos beneficios que aportan. Para ello, sería necesaria la obtención de resultados objetivos sobre el comportamiento de dichas mezclas en un motor de encendido provocado.

- **Comparativa de mezclas gasolina-alcohol en términos de proporción de oxígeno.**

En este trabajo se han comparado mezclas gasolina-alcohol en términos de proporción volumétrica. Un estudio interesante sería la comparación de mezclas con la misma proporción de oxígeno, obteniendo información sobre su influencia en la combustión.

- **Desarrollo y validación de modelos de inteligencia artificial para predecir los parámetros estudiados bajo nuevas condiciones.**

Los datos obtenidos de este y posteriores estudios pueden ser empleados para el desarrollo y validación de modelos, como por ejemplo los basados en redes neuronales, que permitirían la predicción del comportamiento bajo distintas condiciones de operación o mezclas de combustibles.

A continuación, se proponen distintas modificaciones en la instalación experimental, que permitirían ampliar aún más las investigaciones realizadas sobre la combustión en motores de encendido provocado.

- **Instalación de equipo analizador de gases.**

La instalación de un sistema capaz de medir las emisiones de contaminantes generadas durante la combustión permitiría el análisis de esta característica, que resulta fundamental para la viabilidad de la utilización de los distintos combustibles.

- **Instalación de culata con accesos ópticos.** La instalación de una culata que disponga de accesos ópticos permitiría la grabación de todo el proceso de combustión, con equipo de adquisición de imágenes especializado. Este tipo de estudios permitirían analizar las distintas reacciones químicas ocurridas durante la combustión.
- **Desarrollo y validación de mecanismos de combustión.** Los distintos parámetros de la combustión que pueden ser obtenidos a partir de la instalación experimental permiten el desarrollo y validación de mecanismos de combustión con simulación computacional que sirvan para predecir el comportamiento bajo distintas condiciones y combustibles.

APÉNDICE A

TABLAS DE RESULTADOS

A.1 ESTUDIO DE SENSIBILIDAD DE LA TEMPERATURA DEL AIRE DE ADMISIÓN

En las Tablas A.1, A.2 y A.3 se muestran los resultados obtenidos en el estudio de sensibilidad de la temperatura del aire de admisión de forma numérica.

Tabla A.1: Resultados del estudio de sensibilidad a 38°C

R.C.	P. max. promedio (bar)	Duración P.F.C. promedio (°cigüeñal)	Int. A.I. promedio (kPa)	Prob. A.I. (% ciclos)
4.46	23.79	19.23	0	0
5.51	32.71	13.64	0	0
6.2	36.52	11.08	0	0
7.36	42.84	8.80	11.86	0
7.86	45.75	8.47	26.56	11.76
8.45	59.84	7.34	48.57	39.71
9.15	55.42	6.46	89.56	80.88

Tabla A.2: Resultados del estudio de sensibilidad a 60°C

R.C.	P. max. promedio (bar)	Duración P.F.C. promedio (°cigüeñal)	Int. A.I. promedio (kPa)	Prob. A.I. (% ciclos)
4.46	17.82	27.05	0	0
5.51	25.64	18.07	0	0
6.2	29.61	14.25	0	0
7.36	34.51	11.5	0	0
7.86	37.21	10.24	10.52	0
8.45	40.13	9.72	14.02	0
9.15	46.14	8.14	48.71	42.65

Tabla A.3: Resultados del estudio de sensibilidad a 70°C

R.C.	P. max. promedio (bar)	Duración P.F.C. promedio (°cigüeñal)	Int. A.I. promedio (kPa)	Prob. A.I. (% ciclos)
4.46	16.93	27.95	0	0
5.51	25.72	18.85	0	0
6.2	29.73	14.26	0	0
7.36	34.77	11.9	0	0
7.86	38.59	10.61	17.74	4.26
8.45	43.62	9.22	44.69	35.29
9.15	48.91	7.61	90.14	90.2

A.2 MEZCLAS GASOLINA-METANOL

En las Tablas A.4, A.5, A.6 y A.7 se muestran los resultados obtenidos para las mezclas M5, M10, M15 y M20, respectivamente.

Tabla A.4: Resultados de la mezcla M5

R.C.	P. max. promedio (bar)	Duración P.F.C. promedio (°cigüeñal)	Int. A.I. promedio (kPa)	Prob. A.I. (% ciclos)
4.46	23.75	19.78	0	0
5.51	32.32	12.3	0	0
6.2	36.62	9.63	0	0
7.36	42.91	7.66	0	0
7.86	45.9	6.72	15.52	0
8.45	49.85	6.35	33.71	14.71
9.15	54.44	5.59	60.08	48.53

Tabla A.5: Resultados de la mezcla M10

R.C.	P. max. promedio (bar)	Duración P.F.C. promedio (°cigüeñal)	Int. A.I. promedio (kPa)	Prob. A.I. (% ciclos)
4.46	24.13	19.39	0	0
5.51	32.15	12.49	0	0
6.2	35.98	9.86	0	0
7.36	41.94	7.68	0	0
7.86	44.36	6.73	0	0
8.45	47.77	6.35	12.47	0
9.15	51.77	5.59	25.69	2.94

Tabla A.6: Resultados de la mezcla M15

R.C.	P. max. promedio (bar)	Duración P.F.C. promedio (°cigüeñal)	Int. A.I. promedio (kPa)	Prob. A.I. (% ciclos)
4.46	23.22	18.64	0	0
5.51	31.98	13.3	0	0
6.2	36.19	10.22	0	0
7.36	42.22	7.76	0	0
7.86	44.78	6.91	0	0
8.45	47.5	6.45	0	0
9.15	51.96	5.76	16.66	0

Tabla A.7: Resultados de la mezcla M20

R.C.	P. max. promedio (bar)	Duración P.F.C. promedio (°cigüeñal)	Int. A.I. promedio (kPa)	Prob. A.I. (% ciclos)
4.46	22.64	20.32	0	0
5.51	31.93	13.55	0	0
6.2	35.93	10.61	0	0
7.36	42.06	8.26	0	0
7.86	44.29	7.41	0	0
8.45	46.55	6.61	0	0
9.15	49.75	5.82	0	0

A.3 MEZCLAS GASOLINA-ETANOL

En las Tablas A.8, A.9, A.10 y A.11 se muestran los resultados obtenidos para las mezclas E5, E10, E15 y E20, respectivamente.

Tabla A.8: Resultados de la mezcla E5

R.C.	P. max. promedio (bar)	Duración P.F.C. promedio (°cigüeñal)	Int. A.I. promedio (kPa)	Prob. A.I. (% ciclos)
4.46	24.3	18.42	0	0
5.51	32.94	12.94	0	0
6.2	37.29	10.15	0	0
7.36	42.97	7.96	0	0
7.86	46.26	7.05	19.13	4.41
8.45	50.29	6.45	36.68	17.65
9.15	55.22	5.7	73.71	72.06

Tabla A.9: Resultados de la mezcla E10

R.C.	P. max. promedio (bar)	Duración P.F.C. promedio (°cigüeñal)	Int. A.I. promedio (kPa)	Prob. A.I. (% ciclos)
4.46	23.28	18.13	0	0
5.51	32.62	12.69	0	0
6.2	37.04	9.75	0	0
7.36	43.26	7.26	0	0
7.86	45.39	6.78	0	0
8.45	49.08	6.22	19.1	0
9.15	53.89	5.41	43.22	29.41

Tabla A.10: Resultados de la mezcla E15

R.C.	P. max. promedio (bar)	Duración P.F.C. promedio (°cigüeñal)	Int. A.I. promedio (kPa)	Prob. A.I. (% ciclos)
4.46	23.13	17.82	0	0
5.51	32.01	11.77	0	0
6.2	36.45	9.81	0	0
7.36	43.13	7.08	0	0
7.86	45.05	6.69	0	0
8.45	48.5	6.29	9.15	0
9.15	52.48	5.61	22.52	4.41

Tabla A.11: Resultados de la mezcla E20

R.C.	P. max. promedio (bar)	Duración P.F.C. promedio (°cigüeñal)	Int. A.I. promedio (kPa)	Prob. A.I. (% ciclos)
4.46	23.39	19.7	0	0
5.51	31.81	13.42	0	0
6.2	36.02	10.3	0	0
7.36	42.05	7.95	0	0
7.86	44.88	7.28	0	0
8.45	46.99	6.88	0	0
9.15	49.95	5.88	10.26	0

A.4 MEZCLAS GASOLINA-BUTANOL

En las Tablas A.12, A.13, A.14 y A.15 se muestran los resultados obtenidos para las mezclas B5, B10, B15 y B20, respectivamente.

Tabla A.12: Resultados de la mezcla B5

R.C.	P. max. promedio (bar)	Duración P.F.C. promedio (°cigüeñal)	Int. A.I. promedio (kPa)	Prob. A.I. (% ciclos)
4.46	24.15	19.87	0	0
5.51	33.54	12.77	0	0
6.2	37.71	10.17	0	0
7.36	45.43	7.57	28.53	8.82
7.86	49.32	6.96	42.87	32.35
8.45	53.52	6.53	68.1	61.76
9.15	58.43	5.58	106.1	91.18

Tabla A.13: Resultados de la mezcla B10

R.C.	P. max. promedio (bar)	Duración P.F.C. promedio (°cigüeñal)	Int. A.I. promedio (kPa)	Prob. A.I. (% ciclos)
4.46	23.09	20.35	0	0
5.51	31.95	13.19	0	0
6.2	36.11	10.36	0	0
7.36	42.63	8.25	13.71	0
7.86	45.78	7.31	25.69	2.94
8.45	49.90	6.58	45.66	38.24
9.15	55.66	5.72	77.68	80.88

Tabla A.14: Resultados de la mezcla B15

R.C.	P. max. promedio (bar)	Duración P.F.C. promedio (°cigüeñal)	Int. A.I. promedio (kPa)	Prob. A.I. (% ciclos)
4.46	22.51	21.32	0	0
5.51	32.11	13.45	0	0
6.2	35.93	10.6	0	0
7.36	42.19	8.15	12.29	0
7.86	45.51	7.15	24.77	4.41
8.45	49.97	6.62	45.22	30.88
9.15	55.21	5.72	70.88	79.41

Tabla A.15: Resultados de la mezcla B20

R.C.	P. max. promedio (bar)	Duración P.F.C. promedio (°cigüeñal)	Int. A.I. promedio (kPa)	Prob. A.I. (% ciclos)
4.46	21.56	22	0	0
5.51	30.86	14.84	0	0
6.2	35.24	11.28	0	0
7.36	41.46	9.1	10.6	0
7.86	44.02	8.05	16.6	0
8.45	47.81	7.01	26.07	4.41
9.15	53.35	6.24	52.48	47.06

REFERENCIAS

- [1] Shiv Shankar et al. Global environmental problems. In *Principles and Applications of Environmental Biotechnology for a Sustainable Future*, pages 20–23. Springer, 2017.
- [2] Wojciech Tutak. Bioethanol {E85} as a fuel for dual fuel diesel engine. *Energy Conversion and Management*, 86:39 – 48, 2014.
- [3] Shiv Shankar et al. Global environmental problems. In *Principles and Applications of Environmental Biotechnology for a Sustainable Future*, pages 16–19. Springer, 2017.
- [4] Maciej Strak, Nicole AH Janssen, Krystal J Godri, Ilse Gosens, Ian S Mudway, Flemming R Cassee, Erik Lebret, Frank J Kelly, Roy M Harrison, Bert Brunekreef, et al. Respiratory health effects of airborne particulate matter: the role of particle size, composition, and oxidative potential-the raptex project. *Environmental health perspectives*, 120(8):1183, 2012.
- [5] Ayush Jain, Akhilendra Pratap Singh, and Avinash Kumar Agarwal. Effect of split fuel injection and EGR on NO_x and PM emission reduction in a low temperature combustion (LTC) mode diesel engine. *Energy*, 2017.
- [6] Jason Lynch and Clara Funkand Richard Haeuber. NO_x emissions reduction programs have translated to improved ozone air quality and forest health in the eastern united states. *Proceedings of the 2016 International Nitrogen Initiative*

Conference, "Solutions to improve nitrogen use efficiency for the world", 4 – 8 December 2016, Melbourne, Australia., 2016.

- [7] Jesús Benajes, Antonio García, Javier Monsalve-Serrano, Iyad Balloul, and Gérard Pradel. An assessment of the dual-mode reactivity controlled compression ignition/conventional diesel combustion capabilities in a EURO VI medium-duty diesel engine fueled with an intermediate ethanol-gasoline blend and biodiesel. *Energy Conversion and Management*, 123:381–391, 2016.
- [8] Tobias Wiesenthal, Guillaume Leduc, Panayotis Christidis, Burkhard Schade, Luc Pelkmans, Leen Govaerts, and Panagiotis Georgopoulos. Biofuel support policies in europe: Lessons learnt for the long way ahead. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13(4):789–800, 2009.
- [9] W.L. Talbert. Compositions and methods to reduce global warming caused by gasoline and spark ignited internal combustion engines, January 10 2017. US Patent 9,540,991.
- [10] Yuqiang Li, Karthik Nithyanandan, Timothy H Lee, Robert Michael Donahue, Yilu Lin, Chia-Fon Lee, and Shengming Liao. Effect of water-containing acetone–butanol–ethanol gasoline blends on combustion, performance, and emissions characteristics of a spark-ignition engine. *Energy Conversion and Management*, 117:21–30, 2016.
- [11] Shiv Shankar et al. Renewable and nonrenewable energy resources: Bioenergy and biofuels. In *Principles and Applications of Environmental Biotechnology for a Sustainable Future*, pages 305–312. Springer, 2017.
- [12] Ayhan Demirbas. Political, economic and environmental impacts of biofuels: A review. *Applied Energy*, 86, Supplement 1:S108 – S117, 2009. Bio-fuels in Asia.
- [13] K Dincer. Lower emissions from biodiesel combustion. *Energy Sources, Part A*, 30(10):963–968, 2008.

- [14] M Bahattin Celik and Alim Colak. The use of pure ethanol as alternative fuel in a spark ignition engine. *Journal of The Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 23(3):619–626, 2008.
- [15] Tien Mun Foong, Kai J Morganti, Michael J Brear, Gabriel da Silva, Yi Yang, and Frederick L Dryer. The effect of charge cooling on the RON of ethanol/gasoline blends. *SAE International Journal of Fuels and Lubricants*, 6(2013-01-0886):34–43, 2013.
- [16] Robert A Stein, James E Anderson, and Timothy J Wallington. An overview of the effects of ethanol-gasoline blends on SI engine performance, fuel efficiency, and emissions. *SAE International Journal of Engines*, 6(2013-01-1635):470–487, 2013.
- [17] Maurizia Seggiani, M Vittoria Prati, M Antonietta Costagliola, Monica Puccini, and Sandra Vitolo. Bioethanol–gasoline fuel blends: Exhaust emissions and morphological characterization of particulate from a moped engine. *Journal of the Air & Waste Management Association*, 62(8):888–897, 2012.
- [18] Christopher P. Cooney, Yeliana, Jeremy J. Worm, and Jeffrey D. Naber. Combustion characterization in an internal combustion engine with ethanol–gasoline blended fuels varying compression ratios and ignition timing. *Energy & Fuels*, 23(5):2319–2324, 2009.
- [19] DW Yao, XC Ling, F Wu, et al. Experimental investigation on the emissions of a port fuel injection spark ignition engine fueled with methanol-gasoline blends. *Energy & Fuels*, 30(9):7428–7434, 2016.
- [20] Xudong Zhen and Yang Wang. An overview of methanol as an internal combustion engine fuel. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 52:477–493, 2015.
- [21] Cenk Sayin and Mustafa Kemal Balki. Effect of compression ratio on the emis-

- sion, performance and combustion characteristics of a gasoline engine fueled with iso-butanol/gasoline blends. *Energy*, 82:550–555, 2015.
- [22] Xingcai Lu, Zheng Yang, Xiaoxin Zhou, and Zhen Huang. Auto-ignition and combustion characteristics of n-butanol triggered by low-and high-temperature reactions of premixed n-heptane. *Fuel*, 112:1–7, 2013.
- [23] Vibeke Friis Andersen, JE Anderson, TJ Wallington, SA Mueller, and Ole John Nielsen. Distillation curves for alcohol- gasoline blends. *Energy & Fuels*, 24(4):2683–2691, 2010.
- [24] Yasser Yacoub, Reda Bata, and Mridul Gautam. The performance and emission characteristics of c1-c5 alcohol-gasoline blends with matched oxygen content in a single-cylinder spark ignition engine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 212(5):363–379, 1998.
- [25] Zhijin Zhang, Tianyou Wang, Ming Jia, Qun Wei, Xiangzan Meng, and Gequn Shu. Combustion and particle number emissions of a direct injection spark ignition engine operating on ethanol/gasoline and n-butanol/gasoline blends with exhaust gas recirculation. *Fuel*, 130:177–188, 2014.
- [26] Thomas Wallner, Scott A Miers, and Steve McConnell. A comparison of ethanol and butanol as oxygenates using a direct-injection, spark-ignition engine. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 131(3):032802, 2009.
- [27] Chao Jin, Mingfa Yao, Haifeng Liu, F Lee Chia-fon, and Jing Ji. Progress in the production and application of n-butanol as a biofuel. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(8):4080–4106, 2011.
- [28] Tien Mun Foong, Michael J Brear, Kai J Morganti, Gabriel da Silva, Yi Yang, and Frederick L Dryer. Modelling end-gas autoignition of ethanol/gasoline surrogate blends in the CFR engine. *Energy & Fuels*, 2016.

- [29] James E Anderson, Pete J Hardigan, John M Ginder, Timothy J Wallington, and Richard E Baker. Implications of the energy independence and security act of 2007 for the US light-duty vehicle fleet. Technical report, SAE Technical Paper, 2009.
- [30] C. L. Cummins. *Internal Fire*. Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, 1989.
- [31] Cole Gustafson. History of ethanol production and policy. North Dakota State University. <https://www.ag.ndsu.edu/energy/biofuels/energy-briefs/history-of-ethanol-production-and-policy>.
- [32] I Gravalos, D Moshou, Th Gialamas, P Xyradakis, D Kateris, and Z Tsiropoulos. Emissions characteristics of spark ignition engine operating on lower–higher molecular mass alcohol blended gasoline fuels. *Renewable Energy*, 50:27–32, 2013.
- [33] Mustafa Canakci, Ahmet Necati Ozsezen, Ertan Alptekin, and Muharrem Eyidogan. Impact of alcohol–gasoline fuel blends on the exhaust emission of an si engine. *Renewable Energy*, 52:111–117, 2013.
- [34] Shenghua Liu, Eddy R Cuty Clemente, Tiegang Hu, and Yanjv Wei. Study of spark ignition engine fueled with methanol/gasoline fuel blends. *Applied Thermal Engineering*, 27(11):1904–1910, 2007.
- [35] James WG Turner, Richard J Pearson, Arthur Bell, Stefan de Goede, and Christopher Woolard. Iso-stoichiometric ternary blends of gasoline, ethanol and methanol: Investigations into exhaust emissions, blend properties and octane numbers. *SAE International Journal of Fuels and Lubricants*, 5(2012-01-1586):945–967, 2012.
- [36] Standard test method for research octane number of spark-ignition engine fuel. Standard ASTM D2699-16, ASTM International, West Conshohocken, PA, 2016.

- [37] Standard test method for motor octane number of spark-ignition engine fuel. Standard ASTM D2700-16a, ASTM International, West Conshohocken, PA, 2016.
- [38] Xudong Zhen, Yang Wang, and Yongsheng Zhu. Study of knock in a high compression ratio si methanol engine using les with detailed chemical kinetics. *Energy Conversion and Management*, 75:523–531, 2013.
- [39] Hui Liu, Zhi Wang, and Jianxin Wang. Methanol-gasoline dfsi (dual-fuel spark ignition) combustion with dual-injection for engine knock suppression. *Energy*, 73:686–693, 2014.
- [40] Peiyong Ni, Xiangli Wang, Zhong Wang, Shengli Wei, and Gongping Mao. Combustion characteristics of small off-road gasoline engine fueled with methanol-gasoline blend. *Energy Education Science and Technology. Part A: Energy Science and Research*, 30:881–886, 2012.
- [41] Lennox Siwale, Lukács Kristóf, Akos Bereczky, Makame Mbarawa, and Andrei Kolesnikov. Performance, combustion and emission characteristics of n-butanol additive in methanol–gasoline blend fired in a naturally-aspirated spark ignition engine. *Fuel Processing Technology*, 118:318–326, 2014.
- [42] G Najafi, B Ghobadian, T Tavakoli, DR Buttsworth, TF Yusaf, and M Faizollahnejad. Performance and exhaust emissions of a gasoline engine with ethanol blended gasoline fuels using artificial neural network. *Applied Energy*, 86(5):630–639, 2009.
- [43] Hakan Bayraktar. Experimental and theoretical investigation of using gasoline–ethanol blends in spark-ignition engines. *Renewable energy*, 30(11):1733–1747, 2005.
- [44] Venugopal Thangavel, Sai Yashwanth Momula, Dheeraj Bharadwaj Gosala, and Ramesh Asvathanarayanan. Experimental studies on simultaneous injec-

- tion of ethanol–gasoline and n-butanol–gasoline in the intake port of a four stroke si engine. *Renewable Energy*, 91:347–360, 2016.
- [45] MA Ceviz and F Yüksel. Effects of ethanol–unleaded gasoline blends on cyclic variability and emissions in an si engine. *Applied Thermal Engineering*, 25(5):917–925, 2005.
- [46] Tien Mun Foong, Kai J Morganti, Michael J Brear, Gabriel da Silva, Yi Yang, and Frederick L Dryer. The octane numbers of ethanol blended with gasoline and its surrogates. *Fuel*, 115:727–739, 2014.
- [47] James E Anderson, Thomas G Leone, Michael H Shelby, Timothy J Wallington, Jeffrey J Bizub, Michael Foster, Michael G Lynskey, and Dusan Polovina. Octane numbers of ethanol-gasoline blends: Measurements and novel estimation method from molar composition. Technical report, SAE Technical Paper, 2012.
- [48] Eliana Weber De Menezes, Renato Cataluña, Dimitrios Samios, and Rosangela Da Silva. Addition of an azeotropic ETBE/ethanol mixture in eurosuper-type gasolines. *Fuel*, 85(17):2567–2577, 2006.
- [49] Rosangela Da Silva, Renato Cataluña, Eliana Weber de Menezes, Dimitrios Samios, and Clarisse M Sartori Piatnicki. Effect of additives on the antiknock properties and Reid vapor pressure of gasoline. *Fuel*, 84(7):951–959, 2005.
- [50] A Frassoldati, T Faravelli, and E Ranzi. Kinetic modeling of the interactions between NO and hydrocarbons at high temperature. *Combustion and Flame*, 135(1):97–112, 2003.
- [51] Hatim Machrafi, Simeon Cavadias, and Philippe Guibert. An experimental and numerical investigation on the influence of external gas recirculation on the HCCI autoignition process in an engine: Thermal, diluting, and chemical effects. *Combustion and Flame*, 155(3):476–489, 2008.

- [52] Toshiji Am Ano and Frederick L Dryer. Effect of dimethyl ether, NO_x, and ethane on CH₄ oxidation: High pressure, intermediate-temperature experiments and modeling. In *Symposium (International) on Combustion*, volume 27, pages 397–404. Elsevier, 1998.
- [53] Kai J Morganti, Michael J Brear, Gabriel da Silva, Yi Yang, and Frederick L Dryer. The autoignition of liquefied petroleum gas (LPG) in spark-ignition engines. *Proceedings of the Combustion Institute*, 35(3):2933–2940, 2015.
- [54] Zheng Chen, Feng Yang, Shuo Xue, Zhenkuo Wu, and Jingping Liu. Impact of higher n-butanol addition on combustion and performance of gdi engine in stoichiometric combustion. *Energy Conversion and Management*, 106:385–392, 2015.
- [55] JE Anderson, U Kramer, SA Mueller, and TJ Wallington. Octane numbers of ethanol- and methanol- gasoline blends estimated from molar concentrations. *Energy & Fuels*, 24(12):6576–6585, 2010.
- [56] Haiqiao Wei, Dengquan Feng, Mingzhang Pan, JiaYing Pan, XiaoKang Rao, and Dongzhi Gao. Experimental investigation on the knocking combustion characteristics of n-butanol gasoline blends in a disi engine. *Applied Energy*, 175:346–355, 2016.
- [57] Thomas Lattimore, José M Herreros, Hongming Xu, and Shijin Shuai. Investigation of compression ratio and fuel effect on combustion and pm emissions in a disi engine. *Fuel*, 169:68–78, 2016.
- [58] Bang-Quan He, Xu Chen, Chang-Lin Lin, and Hua Zhao. Combustion characteristics of a gasoline engine with independent intake port injection and direct injection systems for n-butanol and gasoline. *Energy Conversion and Management*, 124:556–565, 2016.
- [59] S Szwaja and JD Naber. Combustion of n-butanol in a spark-ignition ic engine. *Fuel*, 89(7):1573–1582, 2010.

- [60] A Irimescu, L Marchitto, SS Merola, C Tornatore, and G Valentino. Combustion process investigations in an optically accessible disi engine fuelled with n-butanol during part load operation. *Renewable Energy*, 77:363–376, 2015.
- [61] Pavlos G Aleiferis and Markus K Behringer. Flame front analysis of ethanol, butanol, iso-octane and gasoline in a spark-ignition engine using laser tomography and integral length scale measurements. *Combustion and Flame*, 162(12):4533–4552, 2015.
- [62] Konrad Reif. Gasoline engine management.
- [63] John Heywood. Combustion in spark ignition engines. In *Internal combustion engine fundamentals*, chapter 9, pages 371–490. McGraw-Hill Education, 1988.
- [64] V Arrigoni, F Calvi, GM Cornetti, and U Pozzi. Turbulent flame structure as determined by pressure development and ionization intensity. Technical report, SAE Technical Paper, 1973.
- [65] Geoff J Germane, Carl G Wood, and Clay C Hess. Lean combustion in spark-ignited internal combustion engines-a review. Technical report, SAE Technical Paper, 1983.
- [66] Bruce D Peters and Gary L Borman. Cyclic variations and average burning rates in a si engine. Technical report, SAE Technical Paper, 1970.
- [67] JR Ault, NE Carabateas, AMKP Taylor, JH Whitelaw, K Ishii, T Sasaki, and Y Urata. Cyclic variability of lean combustion and gas motion at the spark plug of a vtec-e honda engine. In *Proceedings of the 10th international symposium on transport phenomena in thermal science and process engineering, Kyoto, Japan*, pages 743–748, 1997.
- [68] Tien Mun Foong. *On the autoignition of ethanol/gasoline blends in spark-ignition engines*. PhD thesis, Department of Mechanical Engineering, The University of Melbourne, 2013.

- [69] RW Wheeler. Abnormal combustion effects on economy. In *Fuel Economy*, pages 225–276. Springer, 1984.
- [70] Michael FJ Brunt, Christopher R Pond, and John Biundo. Gasoline engine knock analysis using cylinder pressure data. Technical report, SAE Technical Paper, 1998.
- [71] Gequn Shu, Jiaying Pan, and Haiqiao Wei. Analysis of onset and severity of knock in si engine based on in-cylinder pressure oscillations. *Applied Thermal Engineering*, 51(1):1297–1306, 2013.
- [72] Vikram Mittal. The development of the octane number tests and their impact on automotive fuels and american society. *The International Journal for the History of Engineering & Technology*, 86(2):213–227, 2016.
- [73] Waukhesa Engine. An international historic mechanical engineering landmark - the waukesha CFR fuel research engine. *Bulletin*, (No. 1163), 1980.
- [74] Juan Manuel García and J García. Biocarburantes líquidos: biodiesel y bio-etanol. *Informe de Vigilancia Tecnológica*, 2006.
- [75] S N Naik, Vaibhav V Goud, Prasant K Rout, and Ajay K Dalai. Production of first and second generation biofuels: a comprehensive review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(2):578–597, 2010.
- [76] Pavel Přibyl, Vladislav Cepák, and Vilém Zachleder. Oil overproduction by means of microalgae. In *Algal Biorefineries*, pages 241–273. Springer, 2014.
- [77] NS Shamsul, Siti Kartom Kamarudin, Norliza Abd Rahman, and Noorhis-ham Tan Koffli. An overview on the production of bio-methanol as potential renewable energy. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 33:578–588, 2014.
- [78] Doğan Güllü and Ayhan Demirbaş. Biomass to methanol via pyrolysis process. *Energy Conversion and Management*, 42(11):1349–1356, 2001.

- [79] Ayhan Demirbas. Pyrolysis of ground beech wood in irregular heating rate conditions. *Journal of Analytical and Applied Pyrolysis*, 73(1):39–43, 2005.
- [80] Tomasz Chmielniak and Marek Sciazko. Co-gasification of biomass and coal for methanol synthesis. *Applied energy*, 74(3):393–403, 2003.
- [81] P Galindo Cifre and Ossama Badr. Renewable hydrogen utilisation for the production of methanol. *Energy conversion and management*, 48(2):519–527, 2007.
- [82] Yuanji Dong and Meyer Steinberg. Hynol—an economical process for methanol production from biomass and natural gas with reduced co₂ emission. *International Journal of Hydrogen Energy*, 22(10-11):971–977, 1997.
- [83] Sang Gui Lee, Jae Hwan Goo, Hee Gon Kim, Jeong-Il Oh, Young Min Kim, and Si Wouk Kim. Optimization of methanol biosynthesis from methane using *Methylophilus trichosporium* ob3b. *Biotechnology letters*, 26(11):947–950, 2004.
- [84] T Weimer, K Schaber, M Specht, and A Bandi. Methanol from atmospheric carbon dioxide: a liquid zero emission fuel for the future. *Energy conversion and management*, 37(6):1351–1356, 1996.
- [85] M Sahibzada, D Chadwick, and IS Metcalfe. Methanol synthesis from CO₂/H₂ over Pd-promoted Cu/Zn/Al₂O₃ catalysts: kinetics and deactivation. *Studies in Surface Science and Catalysis*, 107:29–34, 1997.
- [86] Demibras Ayhan. Biodiesel a realistic fuel alternative for diesel engines. ISBN-13: 9781846289941, 2008.
- [87] Z Adeeb. Glycerol delignification of poplar wood chips in aqueous medium. *Energy Education Science and Technology*, 13:81–88, 2004.
- [88] David T Jones and David R Woods. Acetone-butanol fermentation revisited. *Microbiological reviews*, 50(4):484, 1986.

- [89] Rajeev K Sukumaran, Lalitha Devi Gottumukkala, Kuniparambil Rajasree, Deepthy Alex, and Ashok Pandey. Butanol fuel from biomass: Revisiting abe fermentation, 2011.
- [90] Iulian Patraşcu, Costin Sorin Bildea, and Anton A Kiss. Eco-efficient butanol separation in the abe fermentation process. *Separation and Purification Technology*, 177:49–61, 2017.
- [91] Chuang Xue, Jingbo Zhao, Fangfang Liu, Congcong Lu, Shang-Tian Yang, and Feng-Wu Bai. Two-stage in situ gas stripping for enhanced butanol fermentation and energy-saving product recovery. *Bioresource technology*, 135:396–402, 2013.
- [92] Edward M Green. Fermentative production of butanol—the industrial perspective. *Current opinion in biotechnology*, 22(3):337–343, 2011.
- [93] Anton A Kiss, Johan Grievink, and Marco Rito-Palomares. A systems engineering perspective on process integration in industrial biotechnology. *Journal of Chemical Technology and Biotechnology*, 90(3):349–355, 2015.
- [94] Chuang Xue, Jing-Bo Zhao, Li-Jie Chen, Feng-Wu Bai, Shang-Tian Yang, and Jian-Xin Sun. Integrated butanol recovery for an advanced biofuel: current state and prospects. *Applied microbiology and biotechnology*, 98(8):3463–3474, 2014.
- [95] Pablo Gómez-Gordo Villa. Desarrollo de un sistema de control automático aplicado a un motor CFR para el estudio físico-químico de la combustión. Master’s thesis, Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica, Universidad Autónoma de Nuevo León, México, 2017.
- [96] Harry Nyquist. Certain topics in telegraph transmission theory. *Transactions of the American Institute of Electrical Engineers*, 47(2):617–644, 1928.
- [97] Claude Elwood Shannon. Communication in the presence of noise. *Proceedings of the IRE*, 37(1):10–21, 1949.

- [98] Method of test for unsaturated hydrocarbons (silver-mercuric nitrate method). Standard ASTM D2700-16a, ASTM International, West Conshohocken, PA, 1968.
- [99] Petroleos Mexicanos. Pemex - magna - hoja de datos de seguridad, 1998.
- [100] Standard test method for distillation of petroleum products and liquid fuels at atmospheric pressure. Standard ASTM D86-17, ASTM International, West Conshohocken, PA, 2017.
- [101] American Petroleum Institute. Molecular weight petroleum fractions, procedure 2b2.1. In *API Technical Databook*, pages 2,21–2,22. American Petroleum Institute, 1987.
- [102] Mert Gülüm and Atilla Bilgin. Density, flash point and heating value variations of corn oil biodiesel–diesel fuel blends. *Fuel Processing Technology*, 134:456–464, 2015.
- [103] Ertan Alptekin and Mustafa Canakci. Determination of the density and the viscosities of biodiesel–diesel fuel blends. *Renewable Energy*, 33(12):2623–2630, 2008.
- [104] Canada biofuels annual 2016. Report, USDA Foreign Agricultural Service, 2016.
- [105] 2016 top markets report renewable fuels country case study: Mexico. Report, International Trade Administration, U.S. Department of commerce, 2016.
- [106] U.S. Department of Energy. Alternative fuels data center: Ethanol blends, 2017.
- [107] Brazil biofuels annual 2016. Report, USDA Foreign Agricultural Service, 2016.
- [108] Engine combustion noises. Ethyl Technical Note PCDTM-NS 117768, Ethyl Corporation, Richmond, Virginia, U.S.A.

- [109] Stephen Butterworth. On the theory of filter amplifiers. *Wireless Engineer*, 7(6):536–541, 1930.
- [110] Gautam T Kalghatgi. Early flame development in a spark-ignition engine. *Combustion and flame*, 60(3):299–308, 1985.
- [111] F.V. Tinaut and J.J. López. Combustión en mep. In *Motores de combustión interna alternativos*, chapter 18, pages 538–577. Reverté, 2015.
- [112] Michael B Young. Cyclic dispersion—some quantitative cause-and-effect relationships. Technical report, SAE Technical Paper, 1980.