

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA
UNIVERSIDAD
CATÓLICA
DEL PERÚ

EVALUACIÓN DE LOS EFECTOS DE LA VARIACIÓN DEL OCTANAJE DE LA GASOLINA Y EL GASOHOL E7.8 SOBRE EL COMPORTAMIENTO DE UN MOTOR MONOCILÍNDRICO DE ENCENDIDO POR CHISPA

Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico,
que presenta el bachiller:

JAVIER ANDRE QUISPE MEDINA

ASESOR: Dr. JULIO CÉSAR CUISANO EGÚSQUIZA

Lima, Setiembre del 2016

RESUMEN

La presente tesis aborda un análisis experimental del rendimiento, y emisiones de gases de escape de los efectos del octanaje y del contenido de etanol de la gasolina comercial sobre el comportamiento de un motor mono-cilíndrico de encendido por chispa que pertenece a un grupo electrógeno CATTINI/RI1500T2 de 1500 W, el cual fue abastecido con distintas gasolinas y gasoholes de distintos octanajes, se varió la relación de compresión y fue instalado en el Laboratorio de Energía de la PUCP.

Se utilizaron 3 gasolinas comerciales (gasohol, E7.8) diferenciados por el índice de octano: gasohol 90 plus, gasohol 95 plus y gasohol 97 plus. Posteriormente, mediante un proceso de destilación implementado fue separado el contenido de etanol de estos combustibles. Con ello, se obtuvieron, en total, 6 muestras de combustibles (3 E7.8 y 3 E0). Adicionalmente, se variaron las dimensiones de la cámara de combustión; obteniéndose 3 relaciones de compresión: RC1 (10.1: 1), RC2 (8.4: 1) y RC3 (11.5: 1). Los ensayos fueron realizados en 15 condiciones de carga.

Los resultados obtenidos muestran que el consumo de combustible disminuye (mayor rendimiento efectivo) para mayores relaciones de compresión usando un apropiado nivel de octanaje. En referencia a los parámetros calculados, se podría afirmar que el rendimiento efectivo del motor aumenta conforme se incrementa la carga y la relación de compresión; cuando no se tiene evidencia de una combustión anormal para un apropiado nivel de octanaje. Además se logró registrar la vibración del funcionamiento del motor y se identificó un ligero menor nivel de vibración al usar combustibles de 95 octanos.

Por otro lado, los resultados de las emisiones muestran que las cantidades de emisiones de CO dependen íntimamente del dosado relativo; para un dosado relativo que incrementó su valor desde 1 a más (mezclas ricas en combustible), sus emisiones de CO aumentaron. Debido al mayor contenido de oxígeno en los E7.8 se tiene una combustión más completa y se reducen las emisiones de CO y no dependió significativamente del nivel de octanaje. En efecto; al haber una combustión más completa, las emisiones de CO₂ aumentaron y se tuvo la reducción de los hidrocarburos no quemados



**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA**

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TÍTULO : **EVALUACIÓN DE LOS EFECTOS DE LA VARIACIÓN DEL OCTANAJE DE LA GASOLINA Y EL GASOHOL E7,8 SOBRE EL COMPORTAMIENTO DE UN MOTOR MONOCILÍNDRICO DE ENCENDIDO POR CHISPA**

ÁREA : Energía #397

PROPUESTO POR : Dr. Julio César Cuisano Egúsqiza

ASESOR : Dr. Julio César Cuisano Egúsqiza

TESISTA : Javier Andre Quispe Medina.

CÓDIGO : 2011.0980

FECHA : 10 de mayo del 2016



DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:

El Perú se caracteriza por comercializar Gasoholes Plus con distintos niveles de octanaje (90, 95, 97 y 98), debido a la diversidad tecnológica del parque automotor.

Actualmente, se emplea el etanol en la mezcla con la gasolina base para producir el combustible comercial del país, el Gasohol Plus. Este combustible se caracteriza por tener un mayor octanaje que la gasolina base, debido a la adición del etanol (7,8% del volumen de la mezcla).

En el presente trabajo de tesis, se desarrollará un estudio experimental para evaluar los efectos del uso de 3 gasolinas bases (90, 95 y 97) y 3 gasoholes plus E7,8 sobre el comportamiento de un motor monocilíndrico en un régimen de giro constante. Además, se evaluará la influencia de 3 ajustes de relación de compresión del motor. El comportamiento del motor de combustión interna será evaluado en términos del consumo de combustible, las emisiones de gases de escape y el nivel de vibración asociado al proceso de combustión.





PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

EVALUACIÓN DE LOS EFECTOS DE LA VARIACIÓN DEL OCTANAJE DE LA
GASOLINA Y EL GASOHOL E7,8 SOBRE EL COMPORTAMIENTO DE UN
MOTOR MONOCILÍNDRICO DE ENCENDIDO POR CHISPA

Introducción

1. Fundamentos Teóricos
2. Estado del Arte
3. Experimentación
4. Análisis de Resultados

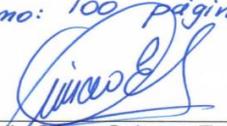
Conclusiones

Recomendaciones

Bibliografía

Anexos

Máximo: 100 páginas


Dr. Julio César Cuisano Egúsqiza

Asesor





DEDICATORIA

A mis padres Javier y Vilma, como reconocimiento a todo su apoyo incondicional.

A mis hermanos, Keshia, Rubí y Rodrigo por ser complemento de mí día a día.

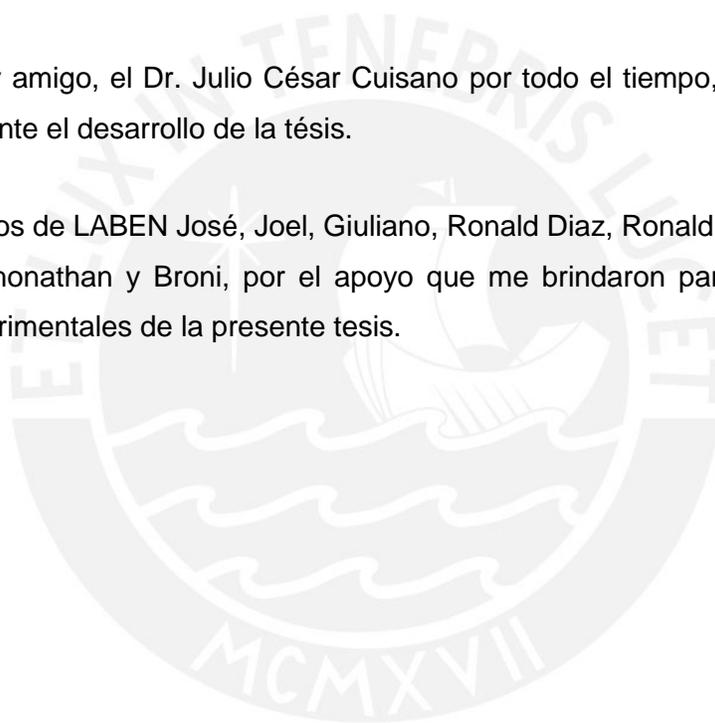
AGRADECIMIENTOS

Sobre todo a Dios, por guiarme en mis decisiones que impulsaron a continuar y llegar a mis metas, incluso en momentos complicados.

En particular a mis padres por su comprensión, motivación y apoyo en toda mi carrera universitaria, que contribuye a lograr mis metas a corto y mediano plazo,

A mi asesor y amigo, el Dr. Julio César Cuisano por todo el tiempo, dedicación y apoyo brindado durante el desarrollo de la tesis.

A los ingenieros de LABEN José, Joel, Giuliano, Ronald Díaz, Ronald Mas y a los técnicos de LABEN Yhonathan y Broni, por el apoyo que me brindaron para poder realizar los ensayos experimentales de la presente tesis.



ÍNDICE DE CONTENIDO

RESUMEN	I
APROBACIÓN DEL TEMARIO DE TESIS POR EL DECANO	II
DEDICATORIA.....	IV
AGRADECIMIENTOS	V
ÍNDICE DE FIGURAS	VIII
ÍNDICE DE TABLAS	XII
LISTA DE SÍMBOLOS.....	XIII
SUSCRITOS A LETRAS GRIEGAS.....	XIV
I. INTRODUCCIÓN.....	1
I.1. Antecedentes	1
I.2. Definición del problema.....	4
I.3. Justificación.....	6
II. OBJETIVOS	8
II.1. Objetivo general.....	8
II.2. Objetivos específicos.....	8
CAPÍTULO 1 FUNDAMENTOS TEÓRICOS	9
1.1. Gasolina	9
1.1.1. Definición	9
1.1.2. Materia prima	9
1.1.3. Producción.....	10
1.2. Etanol.....	10
1.2.1. Definición	10
1.2.2. Materia prima	11
1.2.3. Producción.....	11
1.3. Propiedades de los combustibles	13
1.4. Número de octano	14
1.5. Motor de combustión interna de encendido por chispa.....	16

1.6. Fenómeno de golpeteo.....	20
1.7. Retardo de encendido.....	22
1.8. Detección del golpeteo	22
1.9. Sensor de detonación por vibración.....	23
CAPÍTULO 2 ESTADO DEL ARTE	25
2.1 Investigaciones	25
CAPÍTULO 3 EXPERIMENTACIÓN.....	43
3.1. Obtención de la gasolina pura de 90, 95 y 97 octanos	43
3.2. Protocolo de destilación de los Gasoholes Plus de 90, 95 y 97 octanos	43
3.3. Metodología.....	47
3.4. Protocolo de ensayo	57
3.4.1. Registro de variables del motor	57
3.4.2. Procedimiento de ensayo.....	58
3.5 Expresiones para cálculo de parámetros	59
CAPÍTULO 4 ANÁLISIS DE RESULTADOS	67
CONCLUSIONES.....	90
RECOMENDACIONES	93
BIBLIOGRAFÍA.....	94

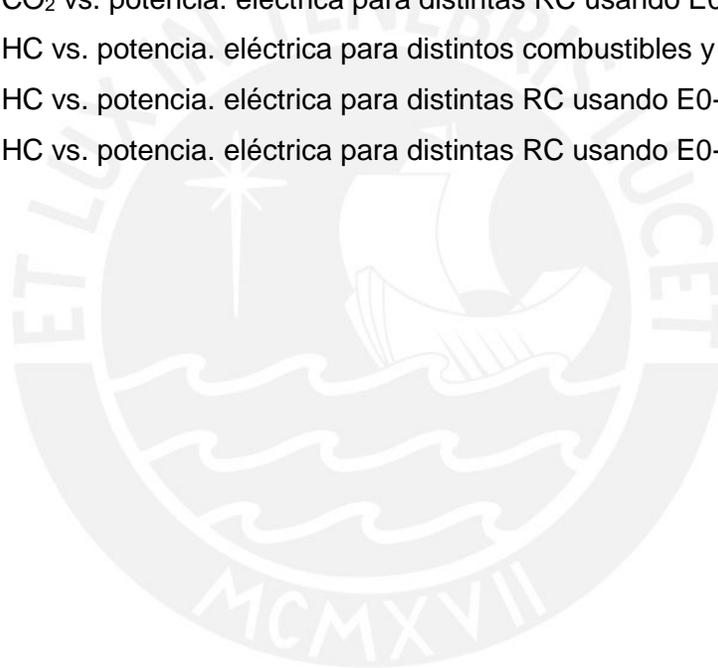
INDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 – Evolución de la Demanda Nacional de Gasolinas + Gasohol [3].	2
Figura 1.2 – Demanda Nacional por tipo de Gasolina- Año 2012 [3].	2
Figura 1.3 – Evolución de la producción de etanol en Colombia [6].	4
Figura 1.4 – Proceso de producción de Gasoholes en Perú [4].	6
Figura 1.1 – Proceso de producción del etanol.	13
Figura 1.2 – Fases de la combustión de un MECH [19].	17
Figura 1.3 – Ciclo Termodinámico de un motor de encendido por chispa.	18
Figura 1.4 – Etapas del ciclo termodinámico de un MECH de cuatro tiempos.	19
Figura 1.5 – Combustión con golpeteo.	20
Figura 1.6 – Señal generada por el censor de detonación [24].	24
Figura 1.7 – Sensor de detonación [21].	24
Figura 2.1 – Curvas de desempeño de las mezclas gasolina-etanol [26].	26
Figura 2.2 – Eficiencia térmica versus RPM, para diferentes cargas y sistemas de inyección [27].	29
Figura 2.3 – Consumo específico de combustible versus RPM, para diferentes cargas y sistemas de inyección [27].	30
Figura 2.4 – Duración de la combustión para distintos niveles de octanaje, carga del motor empleando sistemas de inyección directa (DI) e indirecta (PI) [27].	30
Figura 2.5 – Variación de NOX respecto a las rpm para 91 RON y 95 RON en 2.7 y 3.7 bar de carga empleando sistemas de inyección directa (DI) e indirecta (PI) [27].	31
Figura 2.6 – Variación de las emisiones específicas de CO respecto a las rpm para 91 RON y 95 RON en 3.7 bar de carga empleando sistemas de inyección directa (DI) e indirecta (PI) [27].	31
Figura 2.7 – Desempeño de presión media efectiva, factor lambda y la potencia bajo distintas velocidades del motor [28].	33
Figura 2.8 – Desempeño del torque y el consumo específico de combustible bajo distintas sincronización de la chispa para distintas velocidades [28].	34
Figura 2.9 – Nivel de señal del acelerómetro bajo distintos ángulos de encendido de la chispa [28].	34
Figura 2.10 – Torque y variación de referencia bajo distintos ángulos de encendido de la chispa [28].	35

Figura 2.11 – Esquema de pruebas utilizado por Masum [29].	35
Figura 2.12 – Variación del torque y eficiencia térmica con la velocidad, para distintos combustible [30].	37
Figura 2.13 – Eficiencia térmica y consumo específico versus rpm, para ángulo original de adelanto de la chispa de 23° [30].	37
Figura 2.14 – Emisión específica de CO y HC versus rpm, para ángulo original de adelanto de la chispa de 23° [30].	38
Figura 2.15 – Nivel de presión interior del cilindro y señal del sensor de detonación para determinado ángulo de giro del cigüeñal [23].	39
Figura 2.16 – Esquema de adquisición de datos para los ensayos [23].	40
Figura 2.17 – Curva de presión en el interior del cilindro, fracción de masa quemada y señal filtrada de detonación para distintos ángulo de giro del cigüeñal [25].	41
Figura 2.18 – Ubicación de la primera aparición del golpeteo [25].	42
Figura 2.19 – Esquema de determinación de la intensidad de detonación KI2 [25].	42
Figura 3.1 – Insumos e instrumentos usados para la destilación del Gasohol.	44
Figura 3.2 – Tanque para destilación de acero inoxidable.	45
Figura 3.3 – Proceso de destilación.	46
Figura 3.4 – Filtrado de la gasolina 95.	47
Figura 3.5 – Esquema de pruebas para los ensayos.	48
Figura 3.6 – Generador CATTINI/RI1500T2 de 1500 W.	49
Figura 3.7 – Sistema de regulación de velocidad centrífuga.	50
Figura 3.8 – Detalle sistema de regulación de velocidad centrífuga.	50
Figura 3.9 – Ubicación del sensor de detonación y Pinza amperimétrica E3N.	51
Figura 3.10 – Osciloscopio TEKTRONIX TDS 2024C.	51
Figura 3.11 – Sistema para la medición del combustible.	52
Figura 3.12 – Cámara termo-gráfica.	53
Figura 3.13 – Prolongación del tubo de escape y medición de la temperatura del flujo de los gases de escape.	53
Figura 3.14 – Analizador de emisiones AVL DIGAS 4000.	54
Figura 3.15 – Banco de bombillas eléctricas- Medición de la intensidad de corriente.	54
Figura 3.16 – Higrómetro.	54
Figura 3.17 – Empaques de culata de distintos grosores.	55

Figura 3.18 – Culata de motor– Block del motor con empaque de culata.	55
Figura 3.19 – Medición del volumen de la cámara de combustión.....	56
Figura 4.1 - Consumo de comb. vs. pot. eléctrica para distintos combustibles y octanajes.	70
Figura 4.2 - Consumo de comb. vs. pot. eléctrica para distintas RC usando E0-90 y E7.8- 90.....	70
Figura 4.3 - Consumo de comb. vs. pot. eléctrica para distintas RC usando E0-95 y E7.8- 95.....	70
Figura 4.4 - Rendimiento efectivo vs. pot. eléctrica para distintos combustibles y octanajes.....	73
Figura 4.5 Rendimiento efectivo vs. pot. eléctrica en distintas RC usando E0-95 y E7.8- 95.....	73
Figura 4.6 - Rendimiento efectivo vs. pot. eléctrica en distintas RC usando E0-95 y E7.8- 95.....	73
Figura 4.7- Lambda vs. pot. eléctrica para distintos combustibles y octanajes.	75
Figura 4.8- Lambda vs. pot. eléctrica para distintas RC usando E0-90 y E7.8-90.	75
Figura 4.9 - Lambda vs. pot. eléctrica para distintas RC usando E0-95 y E7.8-95.....	75
Figura 4.10 - Consumo de aire vs. pot. eléctrica para distintos combustibles y octanajes.	77
Figura 4.11 - Consumo de aire vs. pot. eléctrica para distintas RC usando E0-90 y E7.8- 90.....	77
Figura 4.12 - Consumo de aire vs. pot. eléctrica para distintas RC usando E0-95 y E7.8- 95.....	77
Figura 4.13 - Rend. Volumétrico vs. pot. eléctrica con distintos combustibles y octanajes.	79
Figura 4.14 - Rend. Volumétrico vs. pot. eléctrica para distintas RC con E0-90 y E7.8-90.	79
Figura 4.15 - Rend. Volumétrico vs. pot. eléctrica para distintas RC con E0-95 y E7.8-95.	79
Figura 4.16 - Señal del sensor de detonación para RC1 y 1000W con E0-90 y E7.8-90.	82
Figura 4.17 - Señal del sensor de detonación para RC2 y 1000W con E0-90 y E7.8-90.	82
Figura 4.18 - Señal del sensor de detonación para RC3 y 1000W con E0-90 y E7.8-90.	82

Figura 4.19 - Señal del sensor de detonación para RC1 y 1000W con E0-95 y E7.8-95.	83
Figura 4.20 - Señal del sensor de detonación para RC2 y 1000W con E0-95 y E7.8-95.	83
Figura 4.21 - Señal del sensor de detonación para RC3 y 1000W con E0-95 y E7.8-95.	83
Figura 4.22 - CO vs. potencia. eléctrica para distintos combustibles y octanajes.	85
Figura 4.23 - CO vs. potencia. eléctrica para distintas RC usando E0-90 y E7.8-90.....	85
Figura 4.24 - CO vs. potencia. eléctrica para distintas RC usando E0-95 y E7.8-95.....	85
Figura 4.25 - CO ₂ vs. potencia. eléctrica para distintos combustibles y octanajes.	87
Figura 4.26 - CO ₂ vs. potencia. eléctrica para distintas RC usando E0-90 y E7.8-90.	87
Figura 4.27 - CO ₂ vs. potencia. eléctrica para distintas RC usando E0-95 y E7.8-95.	87
Figura 4.28 - HC vs. potencia. eléctrica para distintos combustibles y octanajes.	89
Figura 4.29 - HC vs. potencia. eléctrica para distintas RC usando E0-90 y E7.8-90.....	89
Figura 4.30 - HC vs. potencia. eléctrica para distintas RC usando E0-95 y E7.8-95.....	89



INDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 – Principales propiedades físico-químicas de los alcoholes y gasolinas [16].	14
Tabla 2.1 – Propiedades y constituyentes de las gasolinas RON 91 y RON 95 [27].	28
Tabla 2.2 – Especificaciones principales de las gasolinas usadas [28].	32
Tabla 3.1 – Datos del motor utilizado para los ensayos	49
Tabla 3.2 – Análisis de la relación de compresión.....	57
Tabla 3.3 – Variables medidas en los ensayos.	57



LISTA DE SÍMBOLOS

C	Carbono
cec	Consumo específico de combustible [g/kW.h]
CO	Monóxido de carbono [%]
CO ₂	Dióxido de carbono [%]
C ₂ H ₅ OH	Etanol
ETBE	Etil-tert-butil-eter
E0	Combustible contiene 0% de etanol y 100% de gasolina en volumen
E7,8	Combustible contiene 7,8% de etanol y 92,2% de gasolina en volumen
FFV	Vehículos flexibles
HC	Hidrocarburos [ppm]
MECH	Motor de encendido por chispa
MTBE	Metil-ter-butil-eter
MAPO	Máxima amplitud de oscilación de presión
$\dot{m}_{aireref}$	Flujo másico de aire a unas condiciones de referencia [kg/s]
\dot{m}_{aire}	Flujo másico de aire [kg/s]
\dot{m}_{comb}	Flujo másico de combustible [kg/s]
m_i	Masa inicial de combustible [Kg]
m_f	Masa final de combustible [Kg]
$\dot{m}_{gasolina}$	Flujo másico de gasolina correspondiente a la mezcla [g/h]
\dot{m}_{etanol}	Flujo másico de etanol correspondiente a la mezcla [g/h]
n	Régimen de giro [rpm]
NO _x	Óxidos de nitrógeno
O ₂	Oxígeno [%]
ON	Número de octano
p _{me}	Presión media efectiva [bar]
PMI	Punto muerto inferior
PMS	Punto muerto superior
P _{atm}	Presión atmosférica [kPa]
P _e	Potencia efectiva [kW]
PCI _{gasolina}	Poder calorífico inferior de la gasolina [kJ/kg]
PCI _{etanol}	Poder calorífico inferior de la gasolina [kJ/kg]
RPM	Revoluciones por minuto
R _{aire}	Constante del aire ambiente [0.287 kJ/kg.K]
T	Torque [N.m]
T _{amb}	Temperatura del aire ambiente [°C]
V _t	Volumen total desplazado o cilindrada del motor [m ³]
W _e	Trabajo efectivo del motor [kJ]

SUSCRITOS A LETRAS GRIEGAS

i	Número de ciclos por vuelta [motor de 4 tiempos, [$i = 0,5$]
η_e	Rendimiento efectivo [%]
η_V	Rendimiento volumétrico [%]
ρ_{aire}	Densidad del aire ambiente [kg/m^3]
ρ_{etanol}	Densidad del etanol [kg/m^3]
$\rho_{gasolina}$	Densidad de la gasolina [kg/m^3]
λ	Factor lambda



I. INTRODUCCIÓN

I.1. Antecedentes

En Perú, la demanda por la gasolina y gasoholes en los últimos 7 años tuvo variantes, debido al crecimiento sostenido y renovación del parque automotor que con su tecnología demandó mayor octanaje y desde 1992 se adicionó gasolinas de 90 y 97 octanos al de 84 y 95 existentes [1]. Adicionalmente, el Banco Mundial brindó recomendaciones en referencia al contenido de plomo en las gasolinas; el Perú no fue ajeno a estas y se eliminó el contenido de este compuesto en el 2005 [2].

Por otro lado, a partir de la aprobación de la ley de los biocombustibles, desde 2010 hasta 2011 se dio inicio a la comercialización de gasoholes, en sus distintos niveles de octano, con una composición volumétrica de 7.8% de etanol y 92.2 % volumétrico de gasolina [3].

Por aquel entonces, la empresa Caña Brava era el exclusivo productor de etanol con una capacidad de molienda de 4 mil toneladas de caña y una producción de etanol de 350 metros cúbicos por día [1]. En respuesta a este adicional de consumo (gasoholes); Caña Brava representaría solo el 30% o 40% de la demanda nacional; por tanto, era adecuado incrementar la producción e incluso la empresa Maple se sumó a esta producción con lo cual fue posible satisfacer la demanda nacional.

El siguiente cuadro, muestra el gran cambio que se dio desde la comercialización de los gasoholes: la tendencia del incremento de demanda por el gasohol de 90 octanos en gran medida, seguida por el de 95 octanos; sin embargo el declive de 84 octanos y una constante por el de 97 octanos. Es así que en el año 2013 la demanda de Gasohol de 84 Octanos fue de 12,7 MBDC (Miles de Barriles por Día Calendario) y la demanda de Gasohol 90 fue de 16,7 MBDC, con una tendencia a seguir desplazando la demanda de Gasohol 84. Así mismo, es importante mencionar que el gasohol de 98 octanos se comercializa en ciudades principales [1].

Adicionalmente, en el Perú no se ha desplazado a un 100% el uso de gasolina por el gasohol, ya que en algunos departamentos de la selva del Perú se mantiene el uso de la

gasolina [4]. Así mismo, este tipo de combustible representa el 20-25% de consumo nacional como fuente de energía.

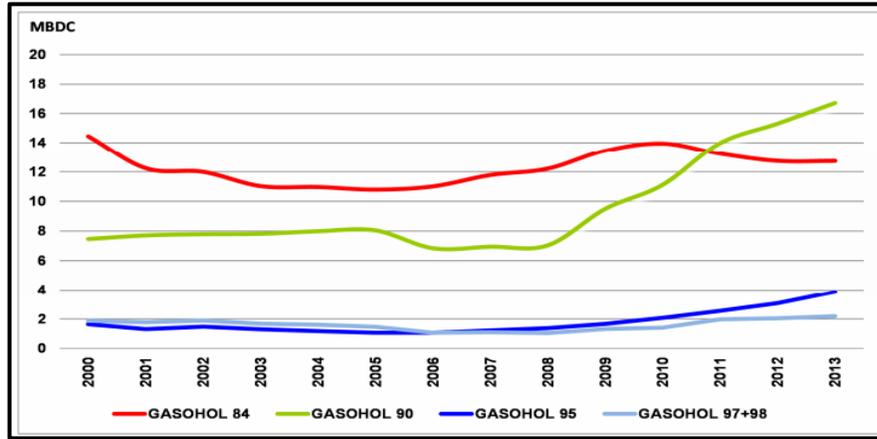


Figura 0.1 – Evolución de la Demanda Nacional de Gasolinas + Gasohol [3].

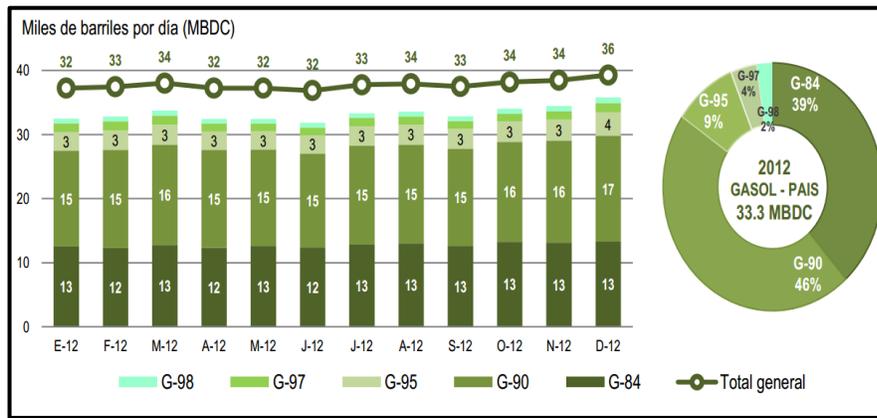


Figura 0.2 – Demanda Nacional por tipo de Gasolina- Año 2012 [3].

Desde un enfoque latinoamericano, se tiene dos países como principales productores y consumidores de etanol en mezclas con gasolina; ello con los objetivos de reducir cantidad de importación gasolinas de alto octano e incentivar el desarrollo agrícola. Por un lado, Brasil se muestra como potencia mundial; y por otro lado, destaca Colombia como uno de los países latinoamericanos con mayor crecimiento en los últimos 10 años.

Brasil es uno de los pioneros en el uso del etanol como combustible para vehículos de motor y su producción y uso a gran escala como fuente de energía se inició en el periodo 1975-1976. La disponibilidad de materia prima, las políticas de estado, y la eficiencia en la producción y procesos de conversión de la caña de azúcar hicieron de Brasil el principal responsable de proveer un combustible renovable no solo a su mercado interno, sino también a nivel mundial. Brasil, fue el principal productor de etanol hasta el año 2005, ya que fue superado por Estados Unidos, en ese año, y actualmente es el principal productor; sin embargo, Brasil continúa siendo el principal exportador de este combustible [5].

El Gobierno Brasileño implementó desde 1976 una ley de mezcla que varió entre 10% y 20%. Sin embargo, desde el año 2007 la mezcla obligatoria fue de 25%, por iniciativa del gobierno y en colaboración con la empresa PETROBRAS.

En continuidad con su política e iniciativa, el 16 de marzo del 2015, entro en vigencia la nueva ley del estado brasileño por el uso de mezclas con 27% de contenido volumétrico de etanol, el mismo que fue condicionado para demostrar su viabilidad técnica. Adicionalmente, la industria brasileña ha puesto en el mercado unidades móviles de transporte empleando motores “flex-fuel” capaces de usar 100% de etanol como combustible (E100).

La producción de etanol en Brasil continuará en crecimiento con un estimado de 51000 millones de litros para el año 2021, representando el 28% del mercado global (OECD-FAO 2014). Así mismo, continuará siendo en el mercado internacional uno de los más competitivos con una proyección de 13000 millones de barriles para el 2018 (OECD-FAO 2012) [6].

En el caso Colombiano, se destaca que en los últimos 10 años tuvo el mayor y significativo crecimiento de consumo y producción de etanol en América del Sur (véase Figura I.4). En el 2002, se dio inicio a la comercialización de este combustible en mezcla con la gasolina.

En el 2003 el Ministerio de Minas y Energía de Colombia determinó que la gasolina básica debía tener, en ciudades grandes, un 10% +/- 0.5% de etanol considerando la fecha límite

de aplicación el año 2005. Posterior a ello, iniciado el programa con 10% de etanol, se decidió ampliar la cobertura; no en tanto, por motivos de satisfacer la demanda interna fue necesario disminuir el porcentaje de mezcla de 10% a 8% [6].

Adicionalmente, se afirma que la demanda nacional de Colombia incrementará a partir de que entre en vigencia la ley que obliga a que todos los automóviles nuevos tengan motores flex-fuel, diseñados para un correcto funcionamiento con 85% volumétrico de etanol. Es probable que entre en vigencia el 2016; no obstante, hay una negativa por parte de importadores y ensambladores de vehículos [6].

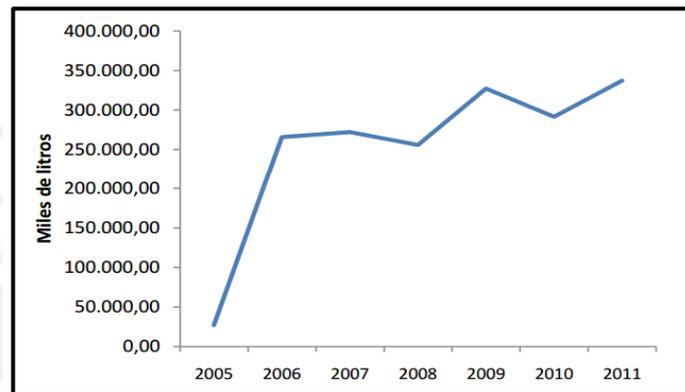


Figura 0.3 – Evolución de la producción de etanol en Colombia [6].

I.2. Definición del problema

El índice de octano de un combustible es una medida de la capacidad para resistir a la auto-ignición en un motor de encendido por chispa. En la actualidad, el mercado peruano tiene como un tipo de combustible líquido el gasohol que tienen como base de mezcla gasolinas de 97, 95, 90 y 84 octanos en 92.8% volumétrico, y el 7.8% volumétrico de etanol.

Las propiedades más positivas de etanol incluyen su capacidad de ser producido a partir de fuentes renovables de energía, su alto número de octanaje, y su alta velocidad laminar de la llama. Los aspectos negativos incluyen su bajo poder calorífico en comparación con la gasolina, y causa corrosión en el piezas de metal y caucho de un motor. Este combustible alternativo mejora el octanaje cuando se añade a la gasolina, ya que el RON (Research Octane Number) y AKI (media aritmética entre el RON y MON -Motor Octane Number-) del

etanol puro son aproximadamente 109 y 99, respectivamente y el calor de vaporización (HOV) de etanol es casi tres veces mayor que la gasolina en un volumen de líquido y base de masa [7].

En efecto, se estima que para una gasolina con 88 de RON como base, en la mezcla de un E10, la mezcla tiene 92.5 de RON; en un E15, la mezcla tiene 94.3 de RON; y para un E30, la mezcla tiene 98.6 de RON [7]. Por tanto, en el caso peruano la mezcla resultante E7.8 evidencia no tener 97, 95, 90 y 84 octanos; debido a ello, se comercializa como “Gasohol Plus” de 97, 95, 90 y 84, los cuales al emplear la referencia [7] serían aproximadamente de 101.1, 99, 93.8 y 87.5 octanos, respectivamente.

En Perú, el Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería (OSINERGMIN) es el regulador y fiscalizador de la calidad de los combustibles nacionales y garantiza que la gasolina base proveniente de la refinería tenga el correcto nivel de octano. Y se asume que al adicionarle etanol supera el número de octano especificado por la norma técnica peruana. Sin embargo, llegar a este RON recomendado implica un mayor costo en el proceso de producción, ya que para obtener, por ejemplo, un gasohol de 97 octanos se podría recurrir a una gasolina pura de 95 octanos en vista de que el aporte de etanol compensaría la diferencia. Además, los motores vehiculares no estarían aprovechando los beneficios del mayor octanaje de gasoholes comerciales en el país.

Por otro lado, según la tendencia mundial de incrementar el porcentaje de etanol, si el Perú optaría por el empleo de E10, E12.5 ó E15, lo cual es técnicamente viable, la variación de nivel de octanaje sería sumamente considerable y omitir ello con la denominación de “Gasohol Plus” para identificar indirectamente un nivel de octano superior al indicado, resultaría inadecuado.

Otro aspecto que cabe mencionar es que la bibliografía nacional muestra la insuficiencia de investigaciones detalladas sobre los efectos de la variación de niveles de octanaje sobre el desempeño y emisiones en motores de encendido por chispa al usarse el Gasohol Plus comercialmente disponibles en el país y en distintas proporciones de etanol.

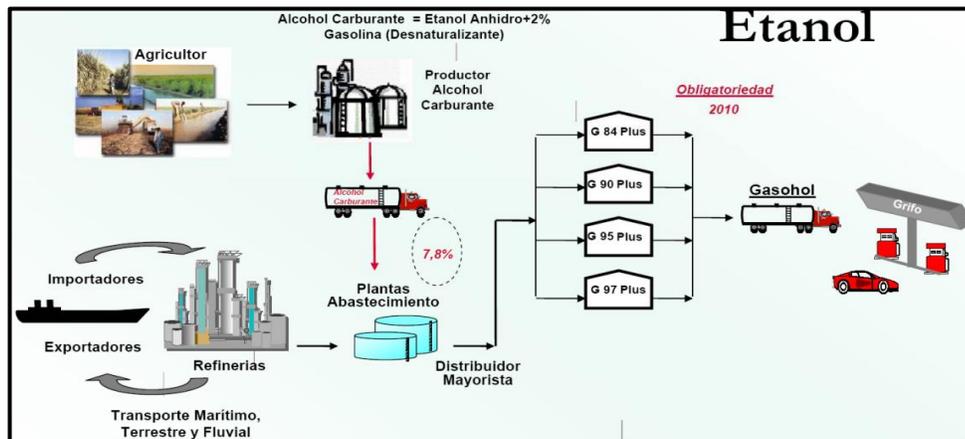


Figura 0.4 – Proceso de producción de Gasoholes en Perú [4].

I.3. Justificación

En el presente trabajo se desarrollará una investigación, en la cual se analizará el desempeño y emisiones de un motor de encendido por chispa, alimentado con distintos niveles de octanaje que se obtiene de diferentes mezclas etanol-gasolinas, entre ellas el gasohol comercial actualmente (E7.8).

Brasil es un modelo de éxito a seguir; en un periodo fue incrementando discretamente el porcentaje de etanol en su combustible; sin embargo el nivel de octanaje no ha variado significativamente, de ello se infiere que el octanaje de su gasolina base si ha sido menor conforme se incrementó el porcentaje de etanol. Análogamente, en Perú las refinarias podrían emplear gasolina base con menores niveles de octanaje y con el correcto porcentaje de etanol llegar al resultado deseado.

En Perú se produce gasolinas con bajo nivel de octanaje, supera la demanda nacional y se exporta. Sin embargo, se importa gasolinas de alto octanaje [3], por tanto, no sería adecuado poner en el mercado gasolinas con mayor octanaje al requerido, ya que no será aprovechado por el diseño del motor y más aún ello significa un alto costo, que afronta el estado (subsidio) y el usuario final.

Así mismo, los motores MECH son limitados en su diseño por el “golpeteo” (combustión prematura); esto está vinculado con la resistencia a la auto-ignición cuantificado por su

número de octano, si el alto número de octano es indispensable para su eficiencia en altas cargas de operación, es menos necesario para bajas cargas. En efecto, si el número de octano podría ser sintonizado como cualquier otro parámetro de ajuste del motor, la eficiencia del motor y de emisiones podrían mejorarse, lo que lleva al siguiente concepto: “octano bajo demanda”, utilizando por ejemplo una estrategia de combustible dual [8].

Por lo expuesto, resultaría significativo evaluar los efectos del desempeño y emisiones de un motor de encendido por chispa cuando se varía los niveles de octanaje en la mezcla gasolina-etanol. Sin embargo, para esto es indispensable contar con datos experimentales que permitan un análisis detallado del motor.



II. OBJETIVOS

II.1. Objetivo general

Identificar los efectos de la variación del número de octano de 3 gasolinas bases (90, 95 y 97) y 3 gasoholes plus E7,8 sobre el comportamiento de un motor monocilíndrico en un régimen de giro constante sobre el consumo de combustible, las emisiones de gases de escape y el nivel de vibración asociado al proceso de combustión.

II.2. Objetivos específicos

- Obtener resultados experimentales sobre desempeño de un motor mono-cilíndrico usando combustibles con diferentes octanajes y distintas mezclas de gasolina-etanol: gasoholes comerciales (E7.8) y gasolinas (E0).
- Obtener resultados experimentales sobre el nivel de emisiones en un motor monocilíndrico encendido por chispa usando combustibles con diferentes octanajes y distintas mezclas de gasolina-etanol: gasoholes comerciales (E7.8) y gasolinas (E0).
- Evaluar los efectos de la relación de compresión sobre el comportamiento de un motor mono-cilíndrico de encendido por chispa empleando mezclas de gasolina-etanol.
- Registrar la vibración del motor y evaluar el nivel de vibración asociado al proceso de combustión.

CAPÍTULO 1

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

En el presente capítulo se abordará los conceptos necesarios para una mejor comprensión del trabajo de tesis.

1.1. Gasolina

1.1.1. Definición

La gasolina es una mezcla compleja volátil de hidrocarburos, que son componentes orgánicos compuestos por átomos de hidrógeno y carbono, con un intervalo de ebullición de 50° a 200° y predominio de parafinas (hidrocarburos alifáticos) en múltiples tipos [9].

1.1.2. Materia prima

El petróleo, compuesto en su mayoría por hidrocarburos. Así mismo, otros elementos (“hetero”) en pequeñas pero relevantes cantidades como azufre, nitrógeno y ciertos metales. Las moléculas de hidrocarburo que la componen es desde la más simple y pequeña CH_4 – metano hasta complejas y grandes con más 50 átomos de carbono (además de hidrógeno y heteroelementos) [10].

Las propiedades físico-químicas de un tipo de hidrocarburo dependen de cantidad de átomos de carbono y de la naturaleza de los enlaces químicos entre ellas. Los aromáticos, los naftenos, la parafina) y olefinas (de mayor proporción carbono-hidrógeno, más pesado, a menor proporción C/H o más ligero) se pueden producir mediante procesos de refinación, pese a ser componentes naturales del petróleo con excepción de las olefinas (producción de gasolina). El petróleo crudo se puede caracterizar principalmente por su Gravedad API (densidad) y contenido de Azufre [11].

1.1.3. Producción

La producción de la gasolina contempla tres procesos:

- **Gasolina Primaria (C4 – C10)**

Se obtiene como la primera fracción al destilar el crudo de petróleo a presión atmosférica. Además, no contiene moléculas complejas aromático-nafténicas ya que tienen punto de ebullición por encima del límite superior del intervalo de ebullición de la gasolina. Así mismo, está compuesta por parafinas, isoparafinas, naftenos y aromáticos en menor proporción [12].

- **Gasolina de Cracking o refinado**

Proviene de una fracción de corte alto que se somete a otro proceso (cracking), en donde se rompen las moléculas más grandes en más pequeñas, y se obtiene moléculas que entran dentro de la fracción gasolina. La composición no es muy homogénea la anterior y depende de la composición inicial y del proceso empleado [5].

- **Gasolina de *High Octane Blend Stock* (HOBS)**

Es una gasolina oxigenada y es aditivada usualmente con compuestos tipo Éter o Alcohol con el objeto de elevar el octanaje [12].

1.2. Etanol

1.2.1. Definición

También llamado alcohol etílico, es un compuesto orgánico (se produce a partir de fuentes renovables) de fórmula química C_2H_5-OH (carbono, hidrógeno e hidroxilios). En condiciones normales, se presenta como líquido, incoloro, limpio, de olor agradable pero altamente penetrante, de sabor cáustico y ardiente; así mismo, es miscible a toda proporción, inflamable y volátil [13]. Se clasifica en dos productos: hidratado y anhídrido.

1.2.2. Materia prima

Para la producción de etanol se tiene las siguientes tres materias primas:

- **Sacarosas**

Debido a la forma simple de carbohidratos fermentables de los azúcares presentes, la caña de azúcar resulta ser una de las materias primas atractivas para la producción de etanol. Se estima que de una tonelada de caña de azúcar se produce entre 30 y 40 Kg de maleza que generaría entre 6.9 y 9.2 litros de etanol [2].

- **Almidones**

Los cereales (maíz, trigo, cebada, entre otros) y tubérculos (yuca, papa, camote, etc) contienen almidones (las moléculas de almidón están constituidas por puentes glucosídicos que mantienen unidas dos moléculas de glucosa deshidratadas) que a su vez tienen carbohidratos complejos y requieren ser transformados en azúcares simples a través de un proceso de sacarificación. Esto representa un proceso adicional para la producción de etanol; en efecto, el costo de capital y de operación es mayor [2].

- **Celulosa**

La madera, residuos agrícolas y forestales contienen celulosa, molécula más abundante en la tierra ya que es el polímero mayoritario de las paredes celulares de las plantas, ergo la complejidad de sus azúcares generan que la conversión a carbohidratos fermentables resulten complicado y de alto costo [2], [14].

1.2.3. Producción

La producción de etanol puede ser factible empleando diversas tecnologías.

- **Tecnología de etanol de primera generación**

También denominado proceso convencional, se tiene como insumo biomasa destinada a la alimentación humana (sacarosas y almidones). Su tecnología de procesamiento es simple y económica.

- **Tecnología de etanol de segunda generación**

Se obtiene de biomasa rica en celulosa y hemicelulosa sin valor alimenticio (celulosa). Su tecnología de procesamiento es compleja; en efecto, los costos de inversión y producción son elevados.

El proceso industrial consiste en la conversión bioquímica de los carbohidratos en alcohol y aplica a ambos productos. En efecto se tiene el siguiente proceso:

- **Preparación de Mostos**

Consiste en preparar la materia prima en condiciones óptimas a la fermentación.

- **Fermentación**

Se le agregan las levaduras requeridas que actuarán sobre los azúcares fermentables, los transforma en alcohol etílico y otros productos derivados de la fermentación. Como consecuencia de este proceso se obtiene un “vino” con que tiene una concentración variable de etanol. Así mismo, se tiene presencia de agua, numerosos compuestos orgánicos y los restos de las levaduras que mueren cuando alcancen su límite de tolerancia al etanol [2], [15].

- **Destilación**

Proceso físico por medio del cual se separa el alcohol etílico del agua y las impurezas disueltas. Usualmente comprende dos fases: en la primera se obtiene etanol hidratado con 4-5 % de agua, mediante arrastre con vapor de agua. La segunda fase consiste en retirar el agua del etanol; se logra a través de un disolvente intermedio como el benceno que separa el etanol del agua. Posteriormente, se recupera el disolvente y se obtiene etanol deshidratado con una pureza superior al 99.8% en volumen [2, 15].

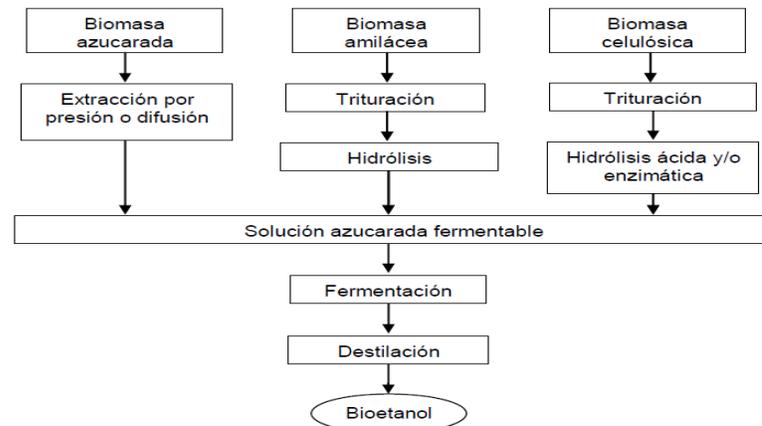


Figura 1.1 – Proceso de producción del etanol [15].

1.3. Propiedades de los combustibles

Se presenta un cuadro comparativo con las principales propiedades de la gasolina y el etanol (véase Tabla 1.1).

El etanol tiene mayor relación másica de H/C (etanol=0.25 y gasolina 0.16). En otras palabras, está compuesto por mayor número de moléculas de hidrógeno en relación al número de moléculas de carbono que la gasolina. En efecto, produce menor emisión de material particulado en la combustión.

La gasolina no necesita alta energía para iniciar la vaporización y formar la mezcla aire-combustible, debido a que contiene hidrocarburos leves que evaporan desde 25°C. Lo cual verifica que el punto de ebullición es una propiedad muy relevante.

Por otro lado, el etanol es una sustancia homogénea con temperatura de ebullición de 78°C (valor superior de los hidrocarburos livianos de la gasolina). Esto implica un aumento a la resistencia a la evaporación del etanol, en efecto, dificulta el funcionamiento del motor para condiciones de bajas temperaturas, condición de primer arranque.

En referencia al calor latente de vaporización, el elevado índice del etanol explica la mayor demanda de calor para su vaporización. Calor que es absorbido de la mezcla aire-combustible que ingresa al cilindro; por lo tanto, se tiene menor eficiencia volumétrica y ligero menor desempeño del motor.

El elevado número de octano del etanol (107 RON), explica por qué al adicionarle porcentaje menores a gasolinas base incrementa considerablemente el número de octano, lo cual implica mejorar las cualidades antidetonantes de las mmezclas.

Finalmente, el poder calorífico inferior (PCI) es el contenido energético de un determinado combustible; es decir, la energía liberada en forma de calor en la combustión de una unidad de masa de combustible, donde los productos quemados quedan en las mismas condiciones de temperatura y presión que los reactivos iniciales [16]. En efecto, el bajo PCI del etanol (62.6%) implica que para obtener la misma potencia se deberá consumir mayor cantidad de flujo másico de etanol que de la gasolina.

Tabla 1.1 – Principales propiedades físico-químicas de los alcoholes y gasolinas [16].

Propiedades	Etanol	Gasolina
Fórmula molecular	C ₂ H ₅ -OH	C ₄ -C ₁₂
Composición (C, H, O) en % en masa	52, 13, 35	86, 14, 0
Masa molecular (g/mol)	46.07	
Solubilidad en agua a 20 C (ml/100 ml de agua)	Miscible	<1
Poder calorífico inferior (MJ/kg)	26.8	42.8
Densidad a 20 C (kg/m ³)	789	736
Punto de ebullición ©	78	25 a 215
Relación estequiométrica aire/combustible	9	12.7
Calor latente de vaporización (KJ/kg)	904	380-500
RON	107	91-99
MOM	89	81-89

1.4. Número de octano

La eficiencia de un motor se ve disminuida debido al requerimiento de eliminar el golpeteo, que es iniciado por el autoencendido de la mezcla no quemada conocida como *end-gas*. El golpeteo está determinado por el historial de presión y temperatura de la mezcla no quemada y la calidad antidetonante o de autoencendido es medido tradicionalmente por por el RON y el MON de los combustibles usados [17].

- **Research Octane Number (RON)**

La prueba del RON es llevada a cabo en un motor mono-cilíndrico con relación de compresión variable, *Cooperative Fuel Research* (CFR), a una velocidad de 600 rpm y una temperatura de admisión de 52 °C. Estas pruebas se realizan bajo los estrictos procedimientos de ASTM D2699. El valor se calcula comparando el autoencendido que provoca la gasolina comparada con el producido en la sustancia que se usa como patrón de medida; es decir, la mezcla de isooctano y n-heptano. Se compara el golpeteo o sonido que realiza la gasolina hasta que sea igual al de la mezcla estándar; por tanto, igual número de octanaje [17].

- **Motor Octane Number (MON)**

La prueba del MON es llevada a cabo a 900 rpm con una alta temperatura de admisión de 149 °C y se realiza bajo los estrictos procedimientos de ASTM D2770. El objetivo es análogo al cálculo del RON, ya que lo que varía son las condiciones ya mencionados. El índice MON suele encontrarse unos 10 puntos por debajo del RON, dependiendo de la composición [17].

La escala del número de octano está representada por dos hidrocarburos puros. Uno con alta resistencia a la detonación y otro con baja resistencia a la detonación. El iso-octano (2, 2, 4 trimetilpentano) es el compuesto con alta resistencia a la detonación y tiene asignado el valor de 100; el n-heptano como el compuesto con baja resistencia a la detonación y tiene asignado el valor de 0. Estos dos compuestos tienen la ventaja de tener características similares como su densidad, punto de ebullición, presión de vaporización y límites de inflamabilidad [18].

En efecto, el número de octano de un combustible es el porcentaje de volumen de iso-octano en la mezcla con n-heptano que muestra similar desempeño antidetonante que el combustible de prueba cuando es probado en un motor estándar bajo condiciones estándar [18]. Por tanto, una mezcla con 95% de iso-octano y 5% de n-heptano en volumen se le asigna el número de 95 para ambas escalas de RON y MON [17].

La diferencia entre el RON y el MON es conocido como la sensibilidad del combustible. La calidad antidetonante del combustible es mejor descrita por el índice de octano, $OI = RON - KS$, donde K es una constante empírica que depende únicamente del diseño del motor y condiciones de operación [17]. Se destaca que en Perú, para caracterizar al combustible consideramos el RON para nuestras gasolinas base.

1.5. Motor de combustión interna de encendido por chispa

La combustión se define como una reacción química de oxidación (donde se produce la ruptura de enlaces químicos y la formación de otros nuevos, liberación de energía química) rápida asociada de un flujo de calor exotérmico y de sustancias que desaparecen, denominados los reactivos, y de sustancias que aparecen, los productos [19].

Un motor de combustión interna es una planta térmica en la cual la energía química del combustible es convertida en energía mecánica sometiendo a un fluido compresible a un ciclo termodinámico [20].

La característica fundamental de un MECH es que el inicio de la combustión se produce por el aporte de energía externa al ciclo termodinámico, a través de los electrodos de la bujía. En efecto, a partir de ese instante, se desarrolla un frente de llama que progresa transformando los productos sin quemar en productos quemados a través de una reacción exotérmica con una velocidad denominada velocidad de combustión [21].

Adicionalmente, en un motor de encendido por chispa tradicional, la combustión es denominada combustión premezclada homogénea. Es decir, la formación de la mezcla es un proceso y la combustión es otro suficientemente separados en el tiempo o en el ciclo del motor, con el objetivo de asegurar la homogeneidad.

Así mismo, en un motor de encendido por chispa, la combustión se da en tres fases (véase Figura 1.2):

- Primera fase: Fase inicial con combustión premezclada laminar.

- Segunda fase: Fase principal con combustión turbulenta.
- Tercera fase: Fase residual con combustión laminar.

En la combustión premezclada laminar la mezcla aire-combustible se encuentra en reposo o con un velocidad pequeña; en efecto, su nivel de turbulencia es bajo o nulo. Bajo estas condiciones, un frente de llama se propaga hacia la mezcla fresca, a medida que su temperatura se difunde hacia ésta, provocando el incremento de la velocidad de reacción por el efecto conjunto de una mayor temperatura y de la acción de radicales químicos producidos en la llama. En esta fase, la velocidad de combustión laminar, para combustibles típicamente empleados, está en el rango de 0.1 – 1 m/s; esta variación depende del tipo de combustible, el dosado, la cantidad de inertes y las condiciones termodinámicas. Así mismo, el espesor del frente de llama es del orden de 1 mm [21]

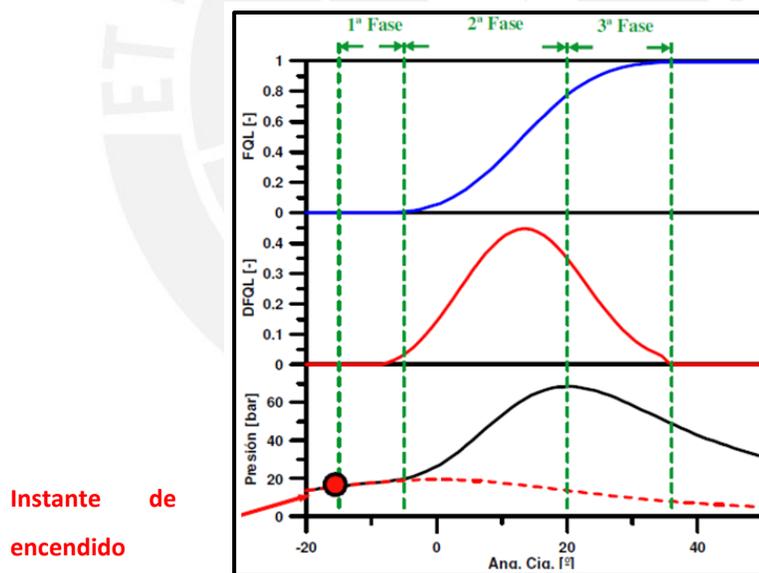


Figura 1.2 – Fases de la combustión de un MECH [19].

Para la combustión turbulenta, se aumenta el frente de llama y velocidad de la combustión. El efecto de la turbulencia es el incremento de la superficie del frente de llama y de la velocidad de combustión turbulenta. Así mismo, la velocidad de combustión premezclada turbulenta es cuantitativamente análoga a la velocidad media del pistón [21].

Actualmente, es muy usado el sistema con inyección directa, también denominado fenómeno de difusión másica que en cualquier caso, no altera esencialmente el concepto de combustión premezclada. En este caso, el proceso de combustión y el proceso de mezcla, entre el combustible y el aire, son en simultáneo y este último controla el primero. En efecto, la tasa de mezcla es la que controla la tasa de liberación de calor [21].

Un MECH se puede clasificarse según el tipo de trabajo como de 2 tiempos o de 4 tiempos. En el primero, el ciclo termodinámico teórico se da con una revolución del cigüeñal; es decir, la admisión, compresión, expansión y escape en 360° . En el segundo, el ciclo termodinámico teórico se da en dos revoluciones; es decir, en 720° y a continuación se describe las etapas:

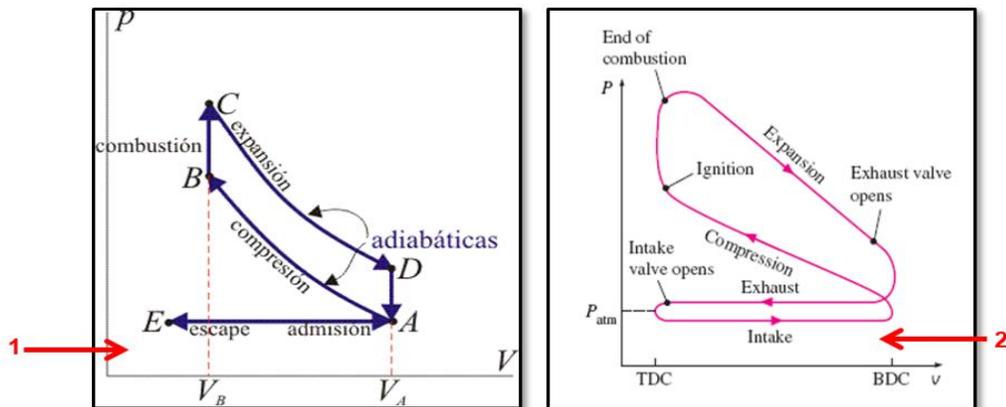


Figura 1.3 – Ciclo Termodinámico de un motor de encendido por chispa
 1 – Ciclo termodinámico teórico; 2 – Ciclo termodinámico real.

E \rightarrow A: Proceso de admisión; se abre la válvula de admisión y el cilindro se llena de mezcla (aire y combustible). El cigüeñal da la primera media vuelta.

A \rightarrow B: Proceso de compresión; las válvulas de admisión y escape se mantienen cerradas, efecto se comprime el fluido conformado por la mezcla (aire-combustible) y los gases residuales procedentes del ciclo anterior. Así mismo, en este proceso las diferencias de temperatura y velocidad fluido no son muy elevadas, por lo tanto se considera un

proceso casi adiabático y mecánicamente reversible. El cigüeñal da la segunda media vuelta del ciclo.

B \rightarrow C : Proceso de combustión, las válvulas se mantienen cerradas, se produce la liberación de energía térmica y el motor genera energía en forma de trabajo, debido a que justo antes de llegar al PMS durante la compresión, con la mezcla a alta presión y temperatura salta una chispa eléctrica en el electrodo de la bujía inflamándose la mezcla simultáneamente; por tanto, se da una elevación violenta de la presión en el interior del cilindro, la cual genera el descenso del pistón hacia el PMI, haciendo girar el motor.

C \rightarrow A : Proceso de expansión, las válvulas se mantienen cerradas; análogamente a la compresión, puede considerarse mecánicamente reversible. El pistón baja hacia el PMI y el cigüeñal va por la tercera media vuelta del ciclo.

A \rightarrow E : Proceso de escape, el pistón sube hacia el PMS, se abre la válvula de escape y los gases de escape se salen al exterior. El cigüeñal completa la segunda vuelta.

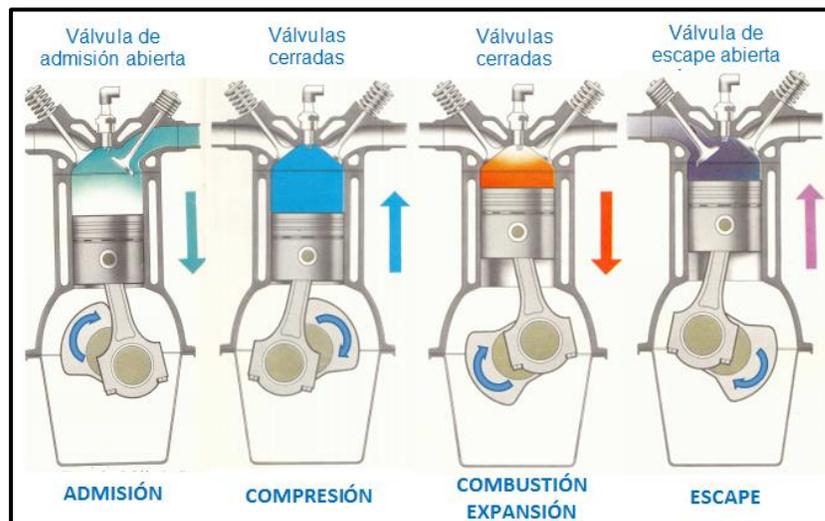


Figura 1.4 – Etapas del ciclo termodinámico de un MECH de cuatro tiempos.

1.6. Fenómeno de golpeteo

En un MECH, una combustión normal se da cuando por el aporte eléctrico de la bujía y se genera un frente de llama que se mueve a través del volumen del cilindro de una manera uniforme a velocidad normal. Sin embargo, (dependiendo principalmente del historial de la temperatura y de la presión de los gases; así mismo, la tasa de desarrollo de la llama) una combustión anormal es capaz de generar un importante fenómeno denominado golpeteo y es una barrera que limita una mejora adicional de eficiencia térmica (véase Figura 1.5) [22].

El golpeteo es la consecuencia de una combustión espontánea, sin la acción de la chispa; es decir, autoencendido, que es una súbita liberación de energía en la porción de la mezcla combustible-aire que aún no ha alcanzado el frente de llama [23]. En los motores el autoencendido es dominado por una reacción, que es la descomposición de H_2O_2 a una temperatura alrededor de 900-1000K y se producen grupos de átomos de OH. Este rango de temperatura puede ser menor para condiciones de altas presiones, cuando ocurre la principal liberación del calor [17].

En este proceso de combustión anormal se pueden tener velocidades de llama alrededor de 2000 m/s [23]; en contraste, una combustión normal refiere a una velocidad aproximadamente de 30 m/s. Por tanto, puede limitar el rendimiento, la eficiencia térmica del motor y reduce la vida útil del motor [23].

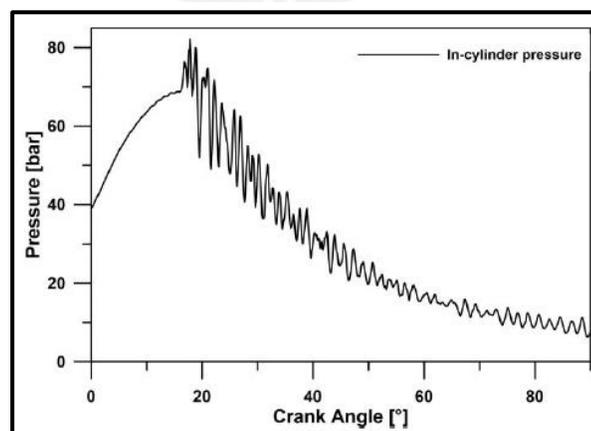


Figura 1.5 – Combustión con golpeteo.

El golpeteo se puede evitar con los siguientes puntos [24]:

- Emplear combustibles con alto octanaje, que incrementa la temperatura de combustión del combustible y reduce la tendencia a detonar.
- Enriqueciendo la mezcla aire/combustible que altera la reacción química durante la combustión del combustible, reduce la temperatura de combustión y aumenta el margen por encima de detonación.
- Reducción de la presión máxima del cilindro por la disminución de las revoluciones del motor (hay evidencia de que la detonación se produce con mayor facilidad en alta rpm sin tener en cuenta otros factores).
- Disminución de la presión del múltiple reduciendo la apertura del acelerador, presión de sobrealimentación.
- Reducción de la carga del motor.

Sin embargo, los parámetros más comunes para evitar la auto-detonación o también denominado fenómeno de golpeteo son la relación de compresión y el avance de la chispa. Mientras más bajos sean estos parámetros se evita el golpeteo; sin embargo, se reduce considerablemente la eficiencia y la potencia efectiva [23].

Debido a que la relación de compresión es un parámetro geométrico, este es definido en el diseño del motor y posterior al ensamblaje no es posible actualmente variarlo. En efecto, en los motores electrónicos un buen sistema de control debe tener la capacidad de detectar el fenómeno de detonación y controlar el óptimo avance chispa para que el motor trabaje con mayor eficiencia [23].

Actualmente, se tiene el objetivo de reducir el consumo de combustible y las emisiones de gases de efecto invernadero para lo cual es necesario desarrollar pequeños y supercargados motores caracterizados por mayores y mayores relaciones de compresión; en efecto, mostrarían altas presiones en el cilindro y altas temperaturas cuando logran altas cargas [23].

Para la máxima relación de compresión y la máxima eficiencia térmica se da la mayor tendencia a que ocurra golpeteo; por lo tanto, mayor se requerirá combustibles con mayor número de octano. Encender la mezcla antes de que la etapa de compresión acabe implica que la pre-flama inicia tempranamente su reacción y parte de la energía del combustible es liberada tempranamente en el ciclo y a una baja presión y temperatura del cilindro. Liberando parte de la energía del combustible durante la etapa de compresión es contraproducente y puede reducir la eficiencia térmica. Análogamente, liberando la energía muy tarde en el ciclo puede reducir la eficiencia. Por tanto, un ángulo adecuado de encendido permite obtener la máxima eficiencia de salida del motor [18].

1.7. Retardo de encendido

El tiempo entre el final de la compresión y el autoencendido, marcado por la liberación de calor, es el tiempo de inducción o retardo de encendido. Para un determinado combustible, el retardo de encendido cambia con la temperatura y la presión y depende del factor λ . Es muy importante tener en cuenta los efectos de la variación de presión, el incremento de la presión genera una disminución de retardo, la mezcla se vuelve más reactiva. Así mismo, para mezclas más pobres, el retardo es mayor [17].

1.8. Detección del golpeteo

Probablemente el golpeteo en el motor es el fenómeno más complejo de ser reconocido con un sistema de control y si no se trabaja se producirá una serie de inconvenientes que afectan el desempeño del motor. En primer lugar, la fuerte presión de oscilación causada por la auto-ignición de la mezcla no quemada rompe la lámina de lubricante ubicada en el cilindro y como consecuencia se incrementa el coeficiente de transmisión de calor, en efecto se pierde energía térmica que es movido por el sistema de enfriamiento [23].

En la literatura tenemos varios métodos para la detección de la detonación. El método más útil para identificar la detonación de un motor en funcionamiento es representado cuando se conoce la presión interior del cilindro que puede ser adquirido a través de la utilización de un sensor de presión que es un transductor piezoeléctrico y tiene como característica respuesta a alta frecuencia (alrededor de 1kHz); en efecto, es capaz de controlar cambios

muy rápidos de presión. Usualmente, las señales de presión del interior de la cámara de combustión se analizan con un sistema de línea para determinar los índices de detonación. Los principales índices denominan MAPO (Maximum Amplitude of Pressure Oscillations) que representa el máximo pico de oscilaciones de presión y IMPO (Integral of Modulus of Pressure Oscillations) que es un índice de la intensidad de la energía que se refiere a las fluctuaciones en la presión debido al golpeteo. Pese a que estos índices son válidos, la medición directa del ciclo de presión implica múltiples inconvenientes que hacen que su uso sea imposible cuando el vehículo se encuentra en marcha [23].

La instalación del sensor en la cámara de combustión implica una perturbación del entorno de medición, como alteraciones de la relación de mezcla que pueden ocurrir. Así mismo, este tipo de sensores son de elevado costo y pueden tener corta vida útil al ser expuestos a altas presiones y temperaturas. Debido a ello, diversas técnicas han sido gradualmente desarrolladas y es su mayoría utilizan señales de vibración detectadas por acelerómetros. Estos se caracterizan por producir señales con una baja relación señal-ruido, de bajo costo, de tamaño pequeño que se puede colocar con facilidad en el bloque del motor y debido a su ubicación externa resultan tener mayor vida útil [23].

Durante el desempeño del motor, no es fácil detectar la transición a través del límite de golpeteo. En efecto, un amplio factor de seguridad podría ser adoptado en la configuración de la sincronización de la chispa, a pesar de que ello implica sacrificar eficiencia térmica del motor [25].

1.9. Sensor de detonación por vibración.

El sensor de detonación está compuesto de materiales piezoeléctricos (véase Figura 1.6), cristales que cuando colisionan unos con otros se genera un voltaje, en un periodo genera un señal de voltaje (véase Figura 1.5) [24].

Actualmente, este sensor es usado en motores electrónicos que tienen un sistema de control que tiene la capacidad de detectar el golpeteo. Tiene la función de captar las

detonaciones no deseadas, informando a la unidad de control, quien corregirá gradualmente el punto de encendido; en efecto, evitando la combustión espontánea [21].

En efecto, el sensor de detonación tiene como objetivo el funcionamiento de un motor con el mayor avance posible de la sincronización de chispa ya que la ECU (Unidad de Control Electrónica) tiene la programación de seguir avanzando la sincronización de la chispa APMS (antes del punto muerto superior) hasta que el sensor de detonación detecta un golpeteo. En ese instante, la computadora retarda (disminución del adelanto de la chispa) la sincronización de la chispa lo suficiente para detener el golpeteo [24].

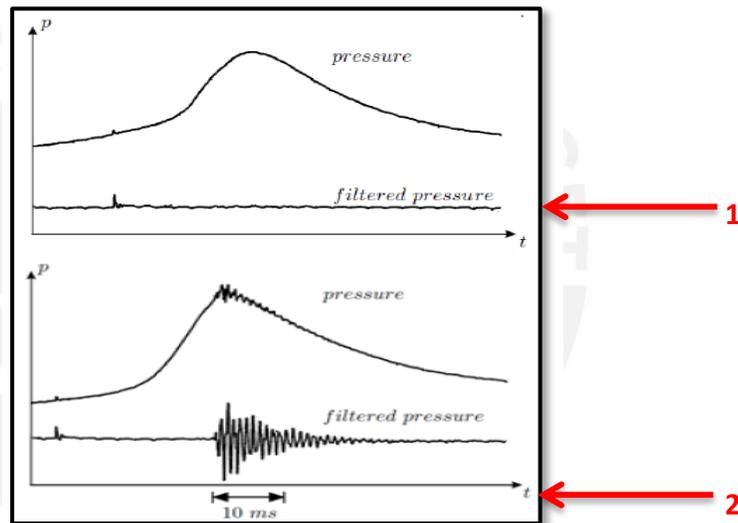


Figura 1.6 – Señal generada por el sensor de detonación [24].

1 - Combustión sin auto-detonación; 2 - Combustión con detonación.

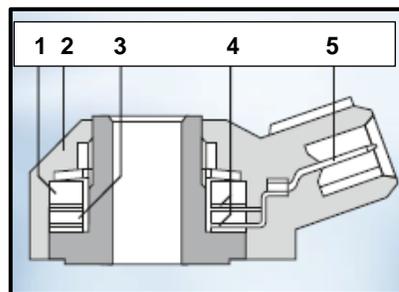


Figura 1.7 – Sensor de detonación [21].

1 – Masa sísmica; 2 – Masa de sellar; 3 – Piezocerámica; 4 – Contactos; 5 – Conexión eléctrica.

CAPÍTULO 2

ESTADO DEL ARTE

En el presente capítulo se desarrollará un resumen de las más relevantes investigaciones realizadas en los últimos 5 años. Cabe destacar que actualmente existe variada información de investigaciones teóricas y experimentales que abordan el uso de mezclas alcohol-etanol a nivel mundial para motores de encendido por chispa, sin embargo, la literatura es insuficiente para nuestro país con los Gasoholes Plus comerciales y para relaciones de compresión acorde al mercado peruano.

2.1 Investigaciones

Yashwanth *et al.* [26] realizaron un estudio experimental para determinar el potencial antidetonante de las mezclas de gasolina-etanol en condiciones distintas. Se usó “AVL Boost” como herramienta de simulación y se desarrolló un modelo analítico para calcular el número de octano efectivo. Las pruebas se llevaron a cabo en un motor encendido por chispa mono-cilíndrico, 4 tiempos, relación de compresión de 9.4 a una velocidad constante de 3000 rpm.

En su estudio, el etanol y la gasolina fueron inyectados simultáneamente en el múltiple de admisión del motor, a través de dos inyectores para siete diferentes tasas de combustible. Los experimentos también se llevaron a cabo con la inyección de combustible premezclado de gasolina-etanol a través de un solo inyector. El porcentaje de etanol fue variando mientras que el dosado relativo se mantenía en condiciones estequiométricas y el motor operaba a plena carga. El tiempo de encendido se fue ajustando para cada operación y proporción de mezcla.

Con la premisa de que en los motores de encendidos por chispa “el golpeteo” ocurre cuando el combustible no quemado se auto-enciende antes de que la flama lo alcance. Esto ocurre cuando se alcanza un estado termodinámico capaz de auto-encender el combustible; ya que, alcanza una temperatura alta y permanece un periodo suficientemente largo en esa condición.

El número de octano efectivo y el RON mostraron un incremento con el contenido de etanol en la mezcla, en el combustible incrementa los beneficios antidetonantes pero la magnitud de estos disminuye cuando el porcentaje supera el 50 % (véase Figura 2.1, lado izquierdo). En este contexto, considerando exclusivamente los beneficios antidetonantes, los autores recomiendan el uso de E50. En concordancia con este resultado, en la Figura 2.1 (lado derecho) se muestra el menor incremento de la presión en la cámara de combustión a partir del uso de E50.

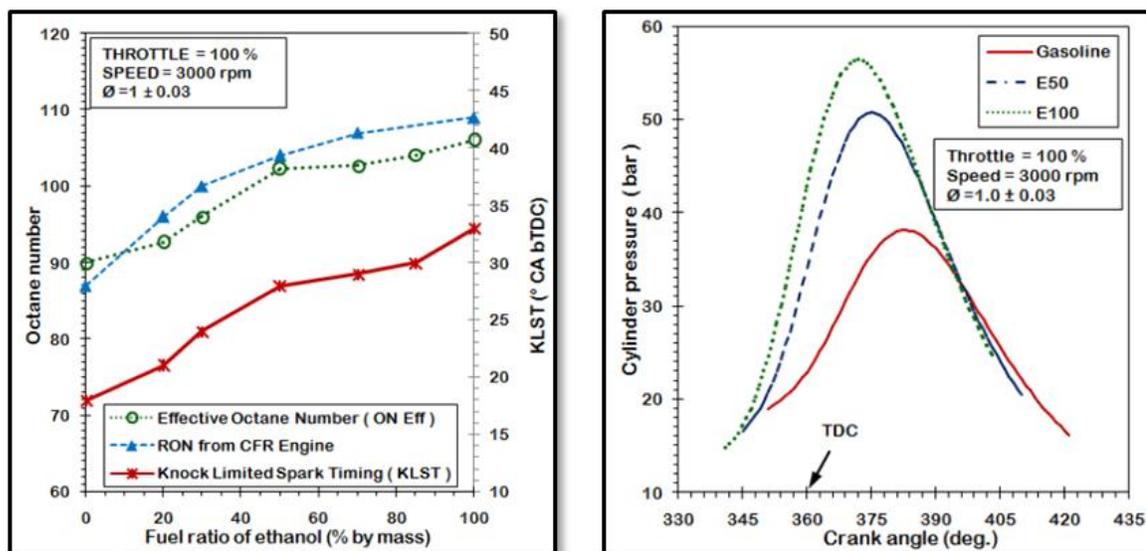


Figura 2.1 – Curvas de desempeño de las mezclas gasolina-etanol [26].

(A) – Número de octano y sincronización de la chispa limite al golpeteo versus el contenido másico de etanol en el combustible; (B) – Presión en el cilindro vs ángulo de giro del cigüeñal [24].

De modo general, ambos sistemas de inyección mostraron desempeños similares en el motor al emplear las distintas mezclas con octanaje variado.

Anderson [7] realizó un estudio experimental con el propósito de cuantificar los beneficios del uso de un elevado octanaje en mezclas gasolina-etanol en los Estados Unidos. La hipótesis del autor fue que el elevado índice de octano del etanol podría ser utilizado en una mezcla gasolina-etanol para aumentar el número de RON de la gasolina.

Actualmente, en el mercado americano se usa gasolina base con 88 de RON, y su mezcla establecida es el E10 con 92.5 de RON; se estima que para un E15 tendría 94.3 de RON, y para un E30 tendría 98.6 de RON; sin embargo, si se usara gasolina base con 92 de RON para sus mezclas, se esperaría tener 99.6, 97.1 y 106 de RON para E10, E15 y E30 respectivamente.

Anderson [7] sugiere aumentar el mínimo índice de octano en la mezcla de modo que permitan mayores relaciones de compresión para proporcionar una mayor eficiencia del motor y satisfacer cada vez más las estrictas regulaciones ambientales y las expectativas de la economía en el consumo de combustible. El autor afirma que esto se lograría con la incorporación de etanol y se hace énfasis que desde 1970 el número de octano de la gasolina básicamente no ha aumentado en el mercado de Estados Unidos. Además, el cambio podría beneficiar a todos los vehículos con motores de encendido por chispa, vehículos eléctricos híbridos (HEV), y el plug-in de vehículos híbridos (PHEV). Esto difiere del enfoque actual en la que el índice de octano de la gasolina base para la mezcla se reduce de tal manera que la mezcla E10 resultante cumpla la especificación mínima actual.

Se estima grandes aumentos (4-7 puntos) en el RON del combustible de Estados Unidos son posibles mediante la mezcla en un adicional de 10-20% volumétrico de etanol por encima del 10% actual. Además, mayores aumentos RON puede ser posible a través de mejoras en el RON de la gasolina base para la mezcla.

Finalmente, para mezclas E10, E20, y E30 con gasolina base 88 RON se estiman incrementos en la relación de compresión (CR) de 1.0, 2.0 y 2.9 unidades, respectivamente, en los motores de inyección directa (DI) e incrementos de 0.7, 1.4 y 1.9 para motores de inyección indirecta (PFI). Sin embargo, con gasolina base 92 RON los

incrementos en la relación de compresión (CR) serían de 1.6, 2.5 y 3.3 unidades en inyección directa (DI) y 1.3, 1.9 y 2.3 para inyección indirecta, respectivamente.

Binjuwar *et al.* [27] realizaron un estudio experimental en un motor mono-cilíndrico de encendido por chispa, cuatro tiempos, alimentado por dos gasolinas de distintas características: una con 91 RON y otra con 95 RON (véase Tabla 2.1). El motor utilizó dos sistemas de inyección de combustible: directa (DI) e indirecta (PFI).

Tabla 2.1 – Propiedades y constituyentes de las gasolinas RON 91 y RON 95 [27].

Descriptions	RON 91	RON 95
Calculated octane number	90.44	94.66
Initial boiling point (°C)	39	35.7
Final boiling point (°C)	204	197.2
Relative density	0.679	0.688
Vapor pressure (kPa @ 37.8 °C)	36.75	39.58
Lower heating value (kJ/kg)	43932	43304
<i>Constituents (% mass)</i>		
Paraffins	10.544	9.033
I-paraffins	36.853	37.500
Olefin	13.911	13.373
Naphthenes	5.665	10.427
Aromatic	28.870	24.961
Total C14+	0.000	0.096
Total unknown	1.752	2.269
Total	100.000	100.000
% Carbon	86.045	86.413
% Hydrogen	13.156	13.163
H/C	0.153	0.152
Average molecular weight	85.571	88.288

Para diferentes velocidades y cargas del motor, pero manteniendo la relación de compresión (10.1) se midió la potencia efectiva, el consumo específico de combustible y las emisiones de escape. Se analizó la presión del cilindro, fracción de masa quemada de combustible, tasa de liberación de calor y las concentraciones de óxidos de nitrógeno (NO_x), monóxido de carbono (CO) e hidrocarburos totales (THC).

Binjuwar *et al.* [27] encontraron que la potencia efectiva fue mayor con la gasolina de 91 RON, debido a su mayor poder calorífico. Además, se obtuvo una mayor potencia efectiva con el sistema PFI por causa de la mezcla más homogénea. Así mismo, la eficiencia

térmica se encontró mayor con la gasolina 91 RON y empleando un sistema de inyección indirecta (véase Figura 2.2).

Por otro lado, el consumo específico de combustible disminuyó con el aumento de la carga del motor y aumentó con la velocidad. Sin embargo, no existió relevantes diferencias de consumo específico entre la gasolina 91 RON y 95 RON, excepto a altas velocidades y altas cargas, mas no en condiciones normales de operación donde la gasolina 91 RON obtuvo el mayor consumo (véase Figura 2.3).

En referencia a la combustión, Binjuwar *et al.* [27] obtuvieron distintas respuestas acorde con los sistemas de inyección empleados y el tipo de gasolina. En efecto, la combustión de la gasolina 95 RON fue más rápida que el de 91 en ambos sistemas de inyección. En particular para el sistema de inyección directa empleando gasolina 95 RON obtuvo una combustión más lenta a baja velocidad y baja carga (véase Figura 2.4).

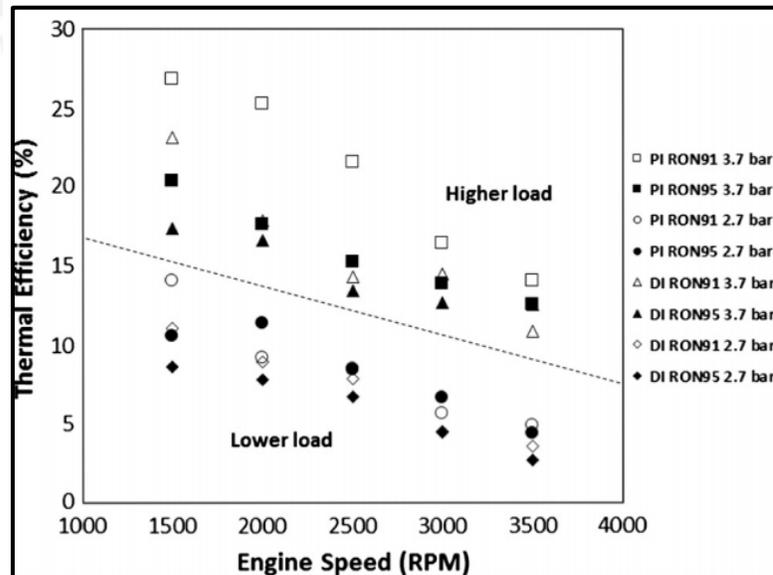


Figura 2.2 – Eficiencia térmica versus RPM, para diferentes cargas y sistemas de inyección [27].

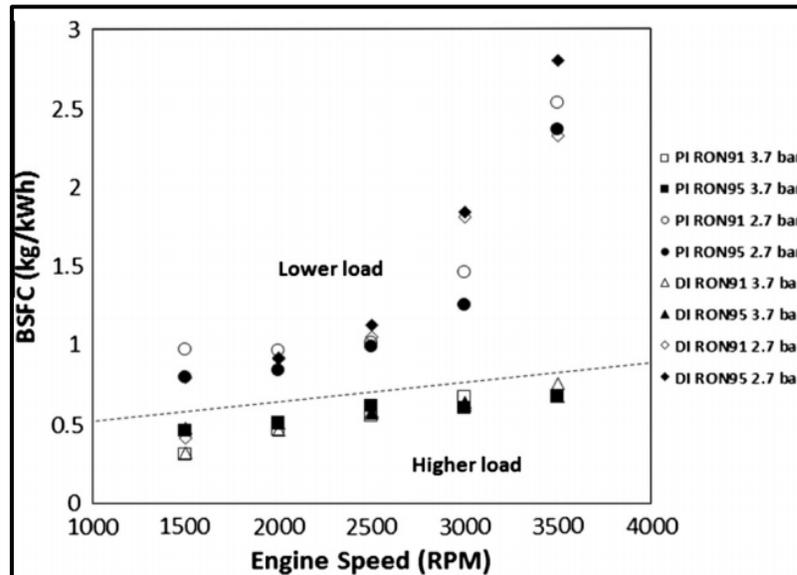


Figura 2.3 – Consumo específico de combustible versus RPM, para diferentes cargas y sistemas de inyección [27].

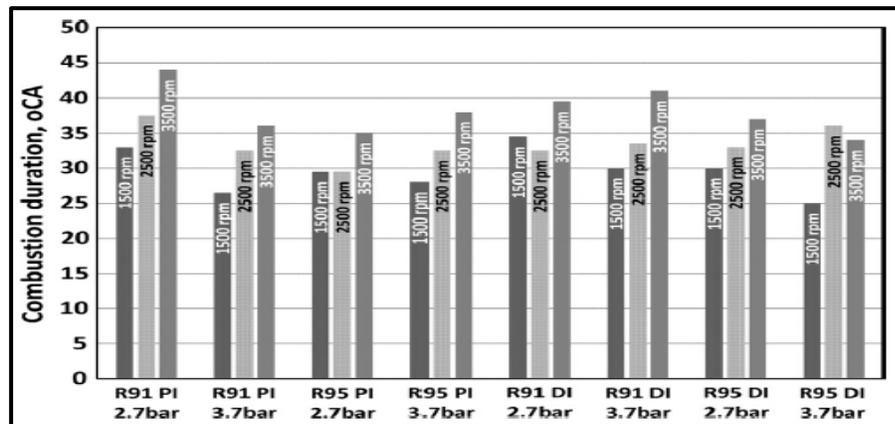


Figura 2.4 – Duración de la combustión para distintos niveles de octanaje, carga del motor empleando sistemas de inyección directa (DI) e indirecta (PI) [27].

Adicionalmente, se mostró que las emisiones de NO_x cuando se usa gasolina 91 RON son más altas que en la mayoría de los casos usando gasolina 95 RON, excepto en alta velocidad con el sistema de inyección directa. Análogamente, las emisiones de CO con la gasolina de 91 RON son más altos que con 95 (ver Figura 2.5 y Figura 2.6) en ambos sistemas de inyección y altas cargas.

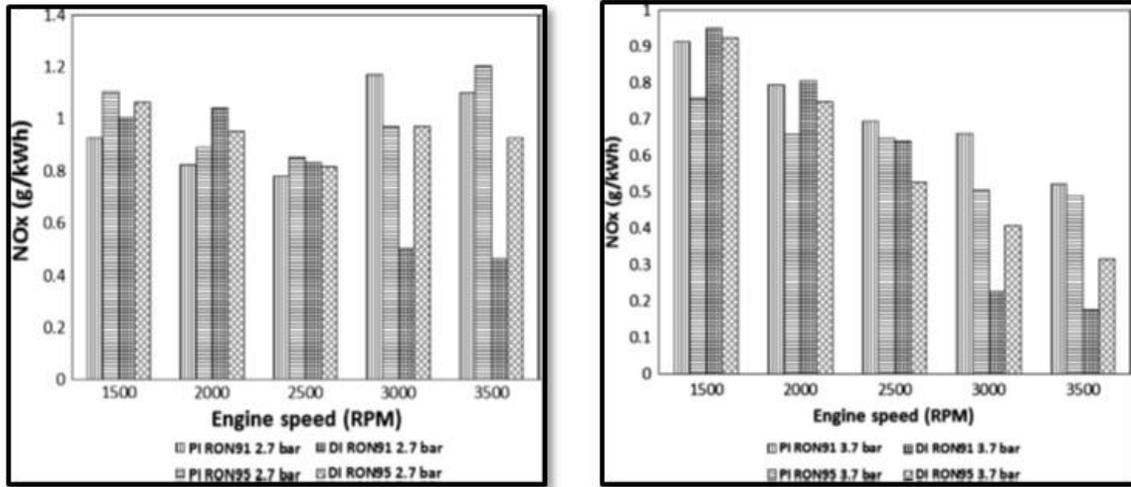


Figura 2.5 – Variación de NOX respecto a las rpm para 91 RON y 95 RON en 2.7 y 3.7 bar de carga empleando sistemas de inyección directa (DI) e indirecta (PI) [27].

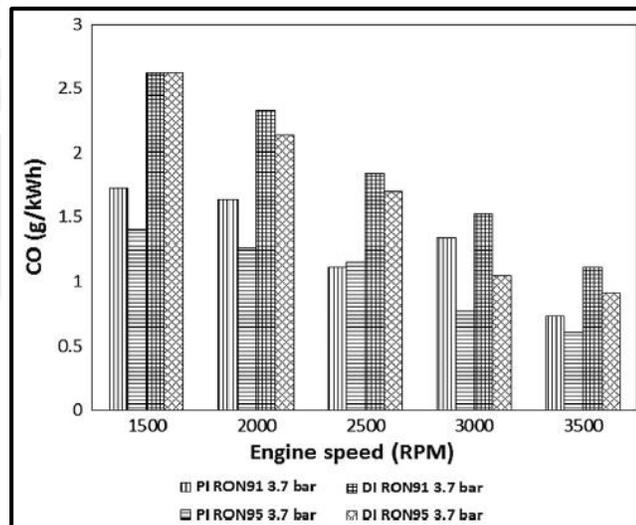


Figura 2.6 – Variación de las emisiones específicas de CO respecto a las rpm para 91 RON y 95 RON en 3.7 bar de carga empleando sistemas de inyección directa (DI) e indirecta (PI) [27].

En conclusión, Binjuwar *et al.* [27] afirma que usando gasolina 91 RON y con el sistema de PI es ventajosa debido a una mayor potencia, mejor eficiencia térmica, y el precio unitario es 28% inferior a RON 95. Sin embargo, el uso de 95 RON mostró menor consumo específico de combustible y menores emisiones de NO_x y CO.

Cerri [28] realizó un estudio experimental, en un motor encendido por chispa aspirado naturalmente, 4 cilindros en línea, inyección indirecta, sincronización de válvulas variables (VVT), relación de compresión de 10.2 y con control electrónico, para investigar el comportamiento de diferentes formulaciones de gasolinas A, B, C, D y E (véase Tabla 2.2) caracterizadas por un alto índice de octano. Las nuevas formulaciones de combustible se caracterizaron por sus distintos niveles de olefinas y oxígeno. El nivel de oxígeno se pudo variar debido a la presencia de compuestos oxigenados.

Tabla 2.2 – Especificaciones principales de las gasolinas usadas [28].

Muestra	A	B	C	D	E
RON	98.3	100.4	100.5	99.0	95.2
MON	88.2	88.6	88.2	87.5	85.2
Sensibilidad	10.1	11.8	12.3	11.5	10.0
Olefinas (%)	4.4	10.4	13.6	17.0	9.2
Tot. Oxigenantes (%vol)	12.5	13.8	12.2	16.9	3.3

En la etapa experimental se desarrollaron pruebas al motor sin modificación de la programación de la ECU (Unidad de Control Electrónico) a plena carga y con la gasolina comercial (RON 95- tipo E) para caracterizar el motor seleccionado para el estudio. Esta data fue usada como referencia para luego hacer las comparaciones cuando se usó otras gasolinas (véase la Figura 2.7).

Así mismo, el motor fue instrumentado con un sensor de detonación (acelerómetro) instando lateralmente en el bloque del motor. La ECU original fue reemplazada por una unidad programable capaz de controlar la carga por medio de un acelerador electrónico, la cantidad de combustible, el tiempo de sincronización de la chispa eléctrica, la sincronización de las levas y el sistema de admisión de geometría variable.

Con el concepto de que la condición más favorable para la aparición de golpeteo es a plena carga, Cerri [28] ensayó el motor a condiciones de cargas parciales y a plena carga para tres velocidades (25, 50 y 75 rps), variando el avance de la chispa electrónicamente y halló la curva de torque máximo cuando se daba inicio al golpeteo. En efecto, resultó adecuado

realizar los ensayos para un 70% de apertura del acelerador para cada velocidad mencionada anteriormente.

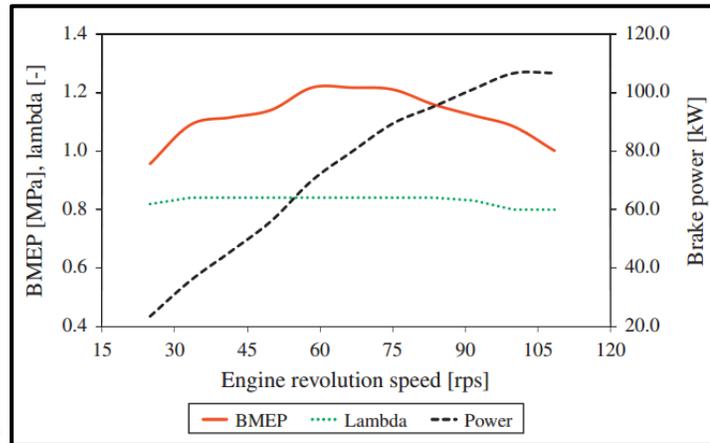


Figura 2.7 – Desempeño de presión media efectiva, factor lambda y la potencia bajo distintas velocidades del motor [28].

Por otro lado, para hallar la curva de torque máximo, solo se varió el avance de la chispa (de acuerdo a la dosis de combustible y las condiciones de operación) sin variar la velocidad de operación del motor. La gráfica Figura 2.8 muestra el comportamiento para las tres distintas velocidades y en la misma figura se muestra el consumo específico de combustible. La detonación fue detectada para los máximos valores de avance del ángulo de encendido.

Las Figuras 2.9 y 2.10 muestran la señal del sensor de detonación en función de la sincronización de la chispa. Si la señal del sensor supera a la predeterminada, se dice que entró en la zona de auto-detonación y es ahí donde la ECU empieza el proceso de reducción del avance de la chispa hasta que el “golpeteo” desaparece. También la relación de aire-combustible se puede modificar simultáneamente o por separado, pero Cerri [27] señala que el primer método es más eficaz para eliminar la combustión anormal, por lo que es típicamente adoptado.

Cerri [28] no halló considerable incremento de la potencia cuando se empleó gasolinas de mayor octanaje (98.5, 99.5, 100.5 y 101.5 RON) en comparación a la comercial de 95 RON

bajo condiciones estables con el ECU original de fábrica. Señaló que para obtener mayor potencia se debe considerar las siguientes modificaciones: aumento de la relación de compresión, sincronización de válvulas y sistemas de geometría variable para la admisión de aire, etc. Por otro lado, sugiere considerar usar combustibles con mayor poder calorífico inferior y mayor masa específica.

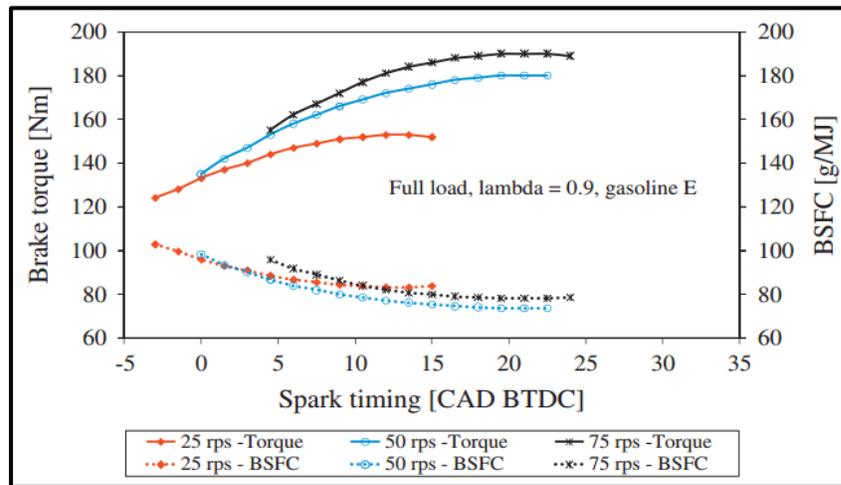


Figura 2.8 – Desempeño del torque y el consumo específico de combustible bajo distintas sincronización de la chispa para distintas velocidades [28].

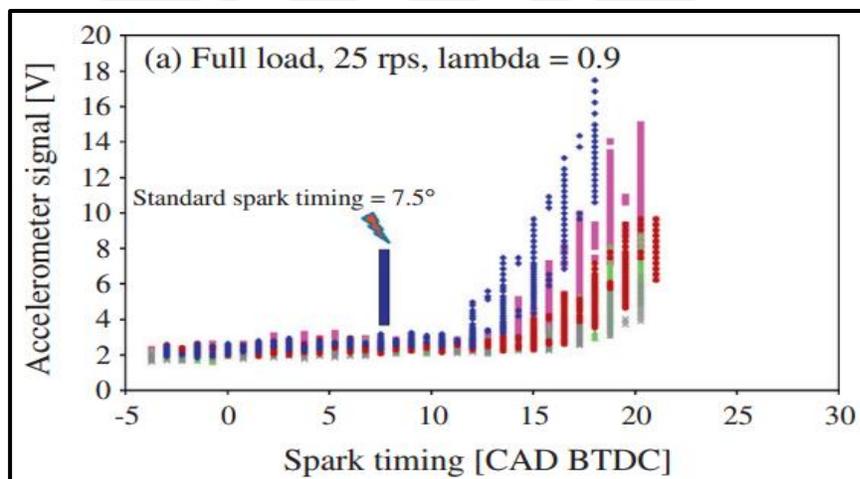


Figura 2.9 – Nivel de señal del acelerómetro bajo distintos ángulos de encendido de la chispa [28].

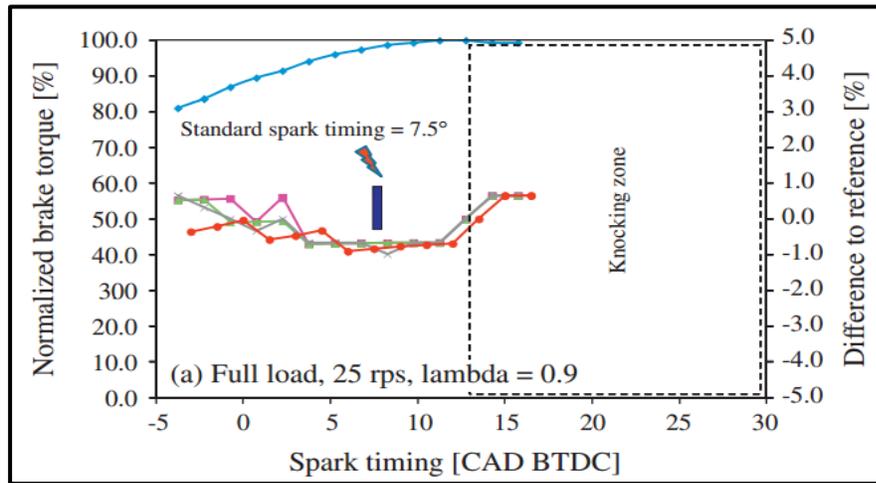


Figura 2.10 – Torque y variación de referencia bajo distintos ángulos de encendido de la chispa [28].

Finalmente refiere que la estandarización de gasolinas comerciales con mejores características antidetonantes podría permitir mayores relaciones de compresión; en efecto, altas eficiencias térmicas.

Masum [29] realizó un estudio experimental en un motor de encendido por chispa de 4 cilindros, 1596 cc, con relación de compresión de 10:1 instalado en un banco de laboratorio según la configuración que muestra en la Figura 2.11. Se tomaron los datos en condiciones de plena carga y variando la velocidad de 1000 a 6000 rpm con un intervalo de 1000 rpm.

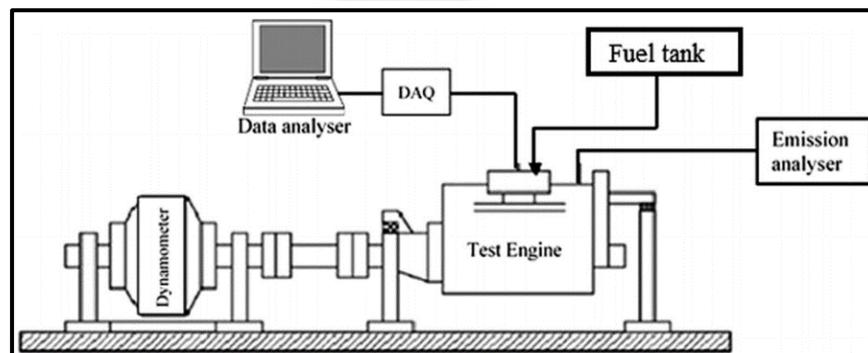


Figura 2.11 – Esquema de pruebas utilizado por Masum [29].

El investigador tuvo como objetivo el estudio del desempeño del motor funcionando con combustibles de diversas propiedades fisicoquímicas de múltiples alcoholes (etanol, propanol, butanol, pentanol y hexanol y gasolina base 95 RON); las mezclas gasolina-alcohol contuvieron diferentes porcentajes de alcohol en comparación con el E15 (mezcla gasolina-etanol comerciable en Malasia).

Sin embargo, para optimizar las propiedades de múltiples mezclas gasolina-alcohol, primeramente midió las propiedades de cada combustible y, usando una herramienta de optimización, seleccionó tres relaciones óptimas de mezcla con el máximo poder calorífico, máximo RON y máxima velocidad de llama; estas mezclas fueron denominadas MaxH, MaxR y MaxD respectivamente. En las pruebas se midió las características de rendimiento y emisiones en condición de plena carga y con diferentes velocidades. Los resultados obtenidos fueron comparados con la mezcla E15 (Etanol 15% y 85% de gasolina base), y con la gasolina base.

Como resultado, Masum [29] obtuvo que las mezclas optimizadas tienen un torque efectivo superior y una eficiencia térmica efectiva mayor comparada con el E15 (véase Figura 2.12). Los combustibles MaxH, MaxR y MaxD mostraron un incremento del 4,4%, 1,8% y 0,4% de eficiencia térmica efectiva, y una reducción del consumos específico de combustible de 4,39%, 1,8% y 0,4% respectivamente. Así mismo, con respecto a la gasolina, la emisión de dióxido de carbono, se redujo en 4,46%, 8,37%, 12,4% y 17,2% y la emisión de hidrocarburos no quemados disminuyó en 4,5%, 11.81%, 8.19% y 16% respectivamente. Finalmente, las emisiones de óxido de nitrógeno NOx fueron mayores que cuando se usa gasolina, pero menores que el E15 en 4%, 14.57% y 20.76% para el MaxH, MaxR y MaxD correspondientemente.

Sayin [30] realizó un estudio experimental en un motor mono-cilíndrico de 4 tiempos encendido por chispa aspirado naturalmente, y con un requerimiento de gasolina de 95 RON. El investigador evaluó el encendido de la chispa en el rendimiento y las emisiones del motor, usando distintos niveles de octanaje: 91, 93, 95 (original), 97 y 98 RON para diferentes ángulos de adelanto de la chispa: 20°, 23° (original) y 26° antes del PMS.

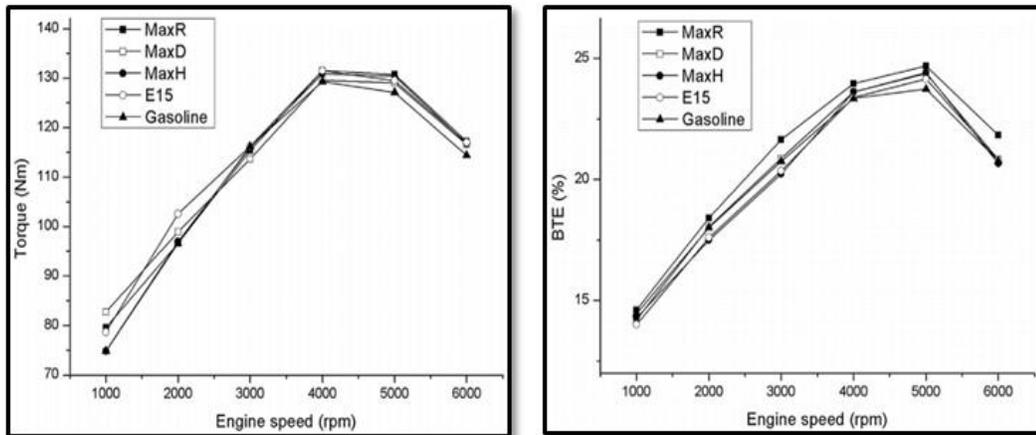


Figura 2.12 – Variación del torque y eficiencia térmica con la velocidad, para distintos combustible [30].

Los resultados experimentales mostraron que el rendimiento y las emisiones se pueden mejorar significativamente ambas variables. Sin embargo, manteniendo la chispa a 23° antes del PMS, el uso de RON más alto que el requerido por el motor no sólo disminuyó la eficiencia térmica efectiva (BTE), sino también provocó un mayor consumo específico de combustible (BSFC) y un mayor aumento en las emisiones de monóxido de carbono (CO) e hidrocarburos (HC) (véase Figura 2.13 y Figura 2.14. Por otro lado, con el aumento del avance de chispa (26° antes del PMS), el consumo efectivo de combustible, las emisiones de hidrocarburos y de monóxido de carbono disminuyen.

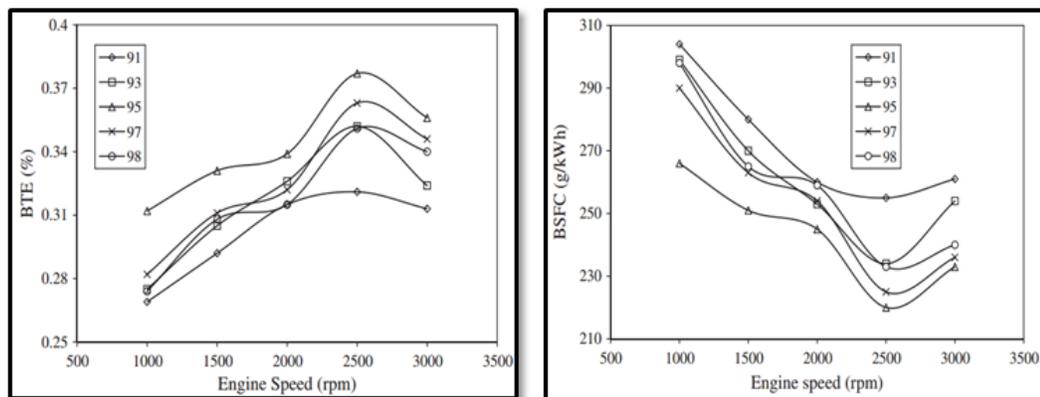


Figura 2.13 – Eficiencia térmica y consumo específico versus rpm, para ángulo original de adelanto de la chispa de 23° [30].

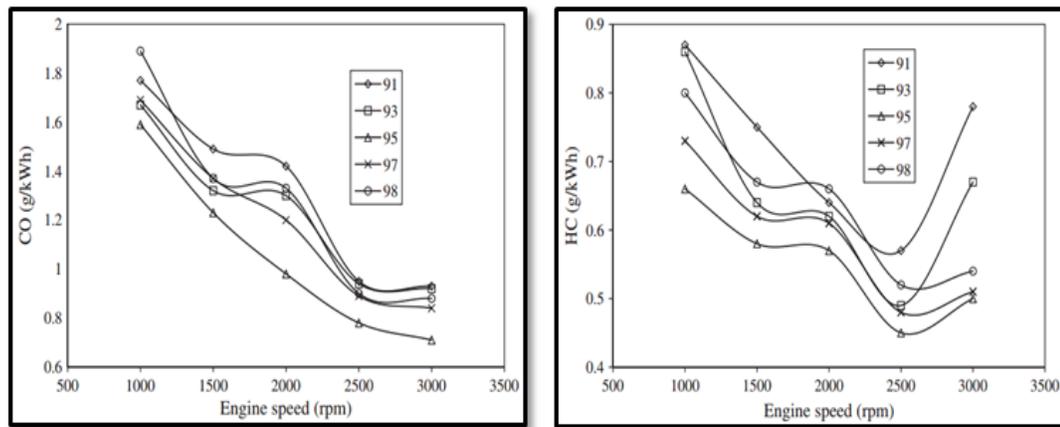


Figura 2.14 – Emisión específica de CO y HC versus rpm, para ángulo original de adelanto de la chispa de 23° [30].

Sayin [30] concluyó que la gasolina requerida por diseño (RON 95) dió los mejores resultados de BSFC, BTE y emisiones de CO y HC (220 g/kWh, 0,37%, 0,78 g/kWh, y 0,45 g/kWh, respectivamente) para una sincronización de chispa estándar (23° antes del PMS). Cuando el ángulo de avance disminuye (20° antes del PMS), la combustión se llevaría a cabo mucho más tiempo en la etapa de expansión. Por otro lado, cuando se aumenta el avance (26° antes del PMS), la combustión se iniciaría mucho antes de la finalización de la etapa de compresión y el pistón requiere hacer más trabajo en los gases de combustión, lo que llevaría a la pérdida de potencia.

En términos del avance de la chispa, los resultados mostraron que el BSFC y BTE con gasolina de mayor RON (97 y 98 RON) mejoran con el aumento del avance de la chispa. El aumento del avance de la chispa aumenta el retardo del encendido (pre encendido) y mejora la tolerancia al golpeteo para las gasolinas 97 y 98 RON. Estos efectos generaron aumento de la presión media efectiva y disminución del consumo de combustible. Finalmente, el aumento de ST causó temperaturas relativamente más altas; en efecto, emisiones de CO y HC reducidos para gasolinas de RON 97 y 98.

Siano y Agostino [23] desarrollaron un estudio experimental haciendo uso de un motor de combustión interna de encendido por chispa de 4 cilindros conectado a un generador eléctrico. Con el objetivo de verificar las cualidades de la aplicación del índice de golpeteo,

los autores levantaron datos experimentales, a régimen de giro constante, de las señales del sensor de detonación por vibración, sensor de presión y tacómetro. Para inducir el golpeteo, la data se adquirió en un rango de condiciones de operación: 1500 rpm y 3 instantes de adelanto de la chispa (15° , 20° y 25° APMS). La Figura 2.14 muestra un ejemplo de la data adquirida. La frecuencia de muestreo de todos fue de 45 kHz.

Así mismo, la Figura 2.15 representa el esquema de ensayo y se aprecia la ubicación del acelerómetro sobre la cabeza del cilindro y del sensor de presión instalado en el cilindro 4, Además, en todas las pruebas la frecuencia de muestra fue de 45 kHz.

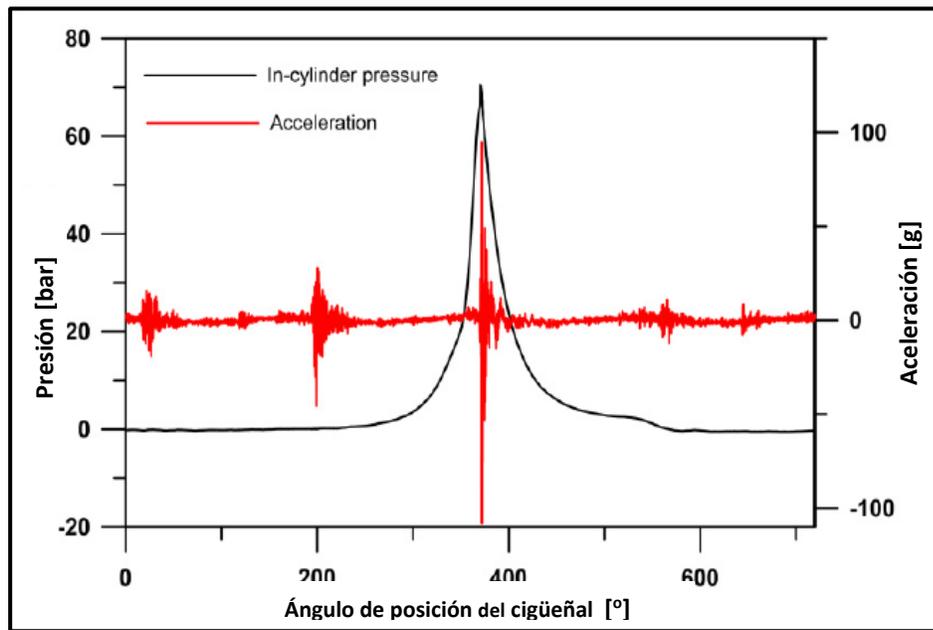


Figura 2.15 – Nivel de presión interior del cilindro y señal del sensor de detonación para determinado ángulo de giro del cigüeñal [23].

La señal del sensor de vibración fue trabajada con una nueva metodología basada en *Discrete Wavelet Transform (DWT)* que es análogo a la Transformada Discreta de Fourier. Con esta metodología, se permitió un análisis del fenómeno de alta y baja frecuencia con alto y bajo tiempo de resolución. Es decir, se permite observar las altas y bajas frecuencias del fenómeno.

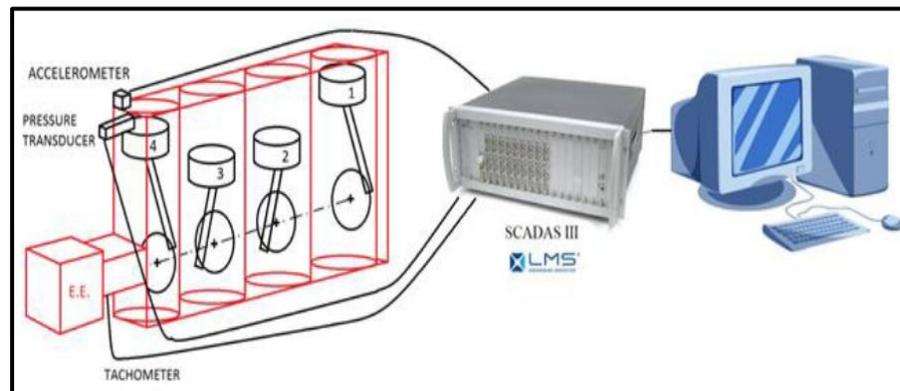


Figura 2.16 – Esquema de adquisición de datos para los ensayos [23].

Finalmente se demostró que el método usando el acelerómetro es bastante eficaz, análogo al método tradicional empleando un sensor de presión que es denominado MAPO (*Maximum Amplitude of Pressure Oscillations*); es decir, cuando se registra la presión directamente al interior de la cámara de combustión.

Galloni [25] realizó un estudio experimental en un motor de 4 cilindros en línea con una cilindrada de 1368 cc donde fue estudiado el fenómeno de detonación a través de dos métodos que emplean la data del sensor de presión dentro del cilindro. El motor fue acoplado a un dinamómetro de bancada. El software del banco de pruebas fue AVL Puma 5.3 el cual permitió el control y adquisición de datos. El sistema midió el consumo de combustible y se usó un sensor Horiba UEGO para monitorear el residual de oxígeno en el escape de índice de aire. Las variables fueron registradas durante 60 segundos para cada punto experimental.

Para cada prueba, el tiempo de inyección y la sincronización de la chispa fueron configurados por medio de una unidad de control programable. Manteniendo constante la velocidad, la presión de admisión y el exceso de aire, la sincronización de la chispa fue avanzada desde condiciones libre de golpeteo hasta condiciones audibles de operación con golpeteo.

La presión del cilindro fue adquirida por medio de un transductor de cuarzo (AVL GM14D, sensibilidad 19 pC/bar) instrumentado en el interior del primer cilindro y se empleó un

encoder, el mismo que fue acoplado al cigüeñal para que brinde el ángulo de referencia para las medidas. En efecto, se registró la data para 500 ciclos termodinámicos, para cada condición de operación. La data fue adquirida cada 0.2 grados de giro del cigüeñal. Las oscilaciones locales posteriores al PMS y superpuesta a la curva de presión (véase Figura 2.16) proporcionan una fiable indicación de la ocurrencia y severidad de golpeteo.

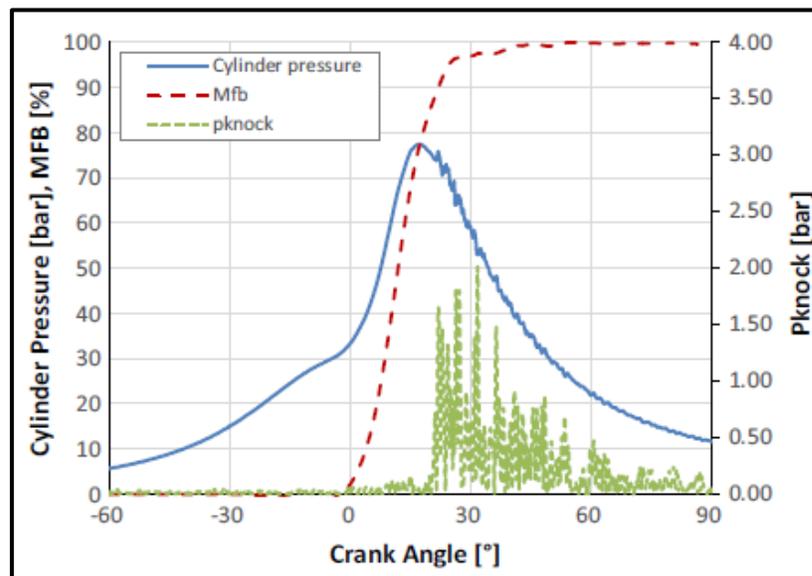


Figura 2.17 – Curva de presión en el interior del cilindro, fracción de masa quemada y señal filtrada de detonación para distintos ángulo de giro del cigüeñal [25].

En el estudio de Galloni [25] se pretendió cuantificar la eficacia de dos métodos que están basados en la evaluación del registro de la presión del cilindro. Por un lado, se determina combustiones con golpeteo por un valor límite medio que es fijado por un análisis estadístico de un motor libre de golpeteo, en una determinada condición de operación (KI1). Por otro lado, sin la necesidad de ningún límite previo, se resuelve dinámicamente la intensidad de detonación que ocurre durante un ciclo termodinámico, considerando que el golpeteo se caracteriza por un crecimiento repentino de la oscilación de presión (KI2).

El comienzo del golpeteo fue ubicado por medio de la regresión lineal que se ajustan a los datos observados (véase Figura 2.17). Independientemente de la velocidad y de la carga, es posible hacer una buena estimación de la sincronización de la chispa que evita el golpeteo en el motor.

Para el método dinámico se empleó el esquema representado en la Figura 2.18 para determinar y cuantificar el golpeteo en el motor.

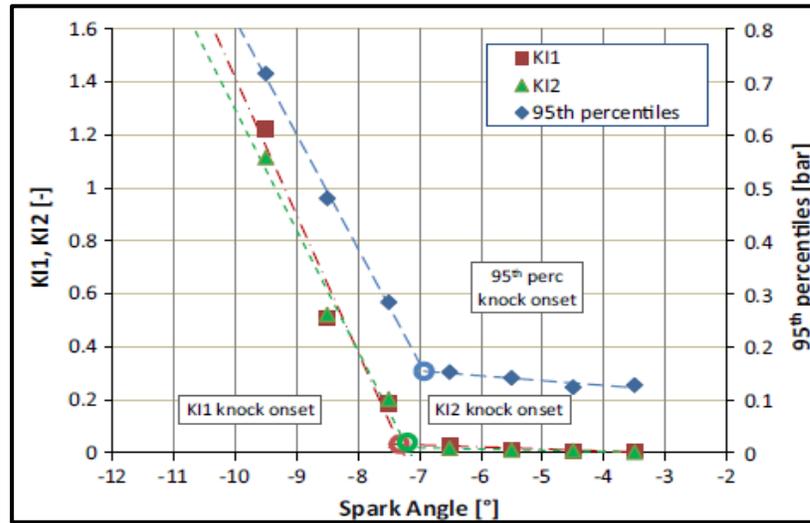


Figura 2.18 – Ubicación de la primera aparición del golpeteo [25].

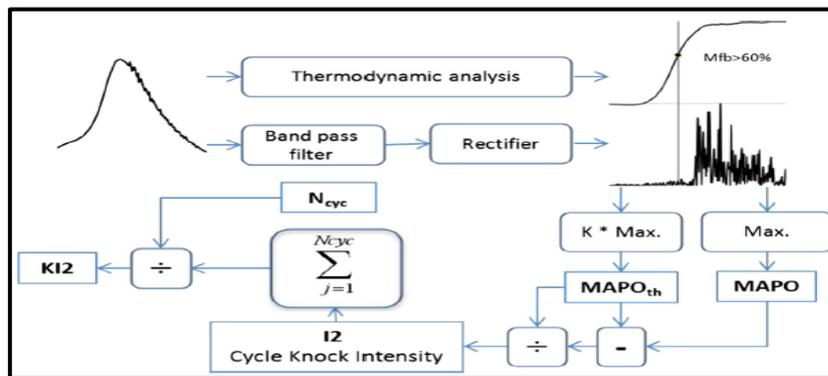


Figura 2.19 – Esquema de determinación de la intensidad de detonación KI2 [25].

En conclusión con el análisis experimental Galloni [25] demostró que ambos métodos (KI1 y KI2) se tiene la capacidad de detectar la ocurrencia del golpeteo en un MECH. Particularmente, el método dinámico puede ser simple y confiable usado para configurar el límite de detonación durante el desempeño de un motor.

CAPÍTULO 3 EXPERIMENTACIÓN

El presente capítulo abordará la etapa experimental de la presente tesis; ello implica la obtención de los combustibles, la metodología experimental, protocolo de ensayo y las expresiones para el cálculo de parámetros.

3.1. Obtención de la gasolina pura de 90, 95 y 97 octanos

Se destiló el gasohol comercial de 90, 95 y 97 octanos, que fueron suministrados de un determinado punto de venta, debido a que las normas de comercialización de biocombustibles del sector de hidrocarburos en el Perú (Ley 28054, DS 021-2007-EM y DS 024-2011-EM) prohíben la comercialización de gasolina pura.

Para separar el etanol de la gasolina comercial fue utilizado el protocolo de destilación desarrollado por Moscoso [31].

3.2. Protocolo de destilación de los Gasoholes Plus de 90, 95 y 97 octanos

Se muestra en la Figura 3.1 los insumos e instrumentos que se emplearon en el proceso para obtener gasolina pura de 90, 95 y 97 octanos. Se usó Gasohol Plus comercial de 90, 95 y 97 octanos que fueron adquiridos de la gasolinera ALAS PERUANAS S.A. Asimismo, el yoduro de sodio, agua desionizada y el papel filtro lento fueron adquiridos del laboratorio químico de FARMACIAS UNIVERSAL. En la Figura 3.1 se muestra los insumos e instrumentos empleados para la destilación.

Para destilar el Gasohol Plus se empleó un tanque cilíndrico con terminación cónica cuya capacidad es de 3.5 galones, que se puede observar en la Figura 3.2, y en el extremo

cónico posee una válvula globo de $\frac{1}{2}$ pulgada, con el objeto de controlar el flujo cuando se filtre, seguido de una reducción a $\frac{1}{4}$ de pulgada. Una manguera de $\frac{1}{4}$ de pulgada transparente fue instalada en el extremo de la válvula para observar el cambio de fase (color característico) entre el alcohol y la gasolina (véase Figura 3.2).

El tanque en su totalidad es de acero inoxidable, debido a que se empleó en reiteradas ocasiones con cada nivel de octanaje de Gasohol Plus. El uso de este material tiene como objetivo evitar contaminación de oxidación del taque de destilación a la gasolina.



Figura 3.1 – Insumos e instrumentos usados para la destilación del Gasohol.

1 – Yoduro de sodio; 2 – Embudo cónico; 3 – Galonera de agua desionizada; 4 – Galonera de Gasohol 90 Plus; 5 – Galonera de Gasohol 95 Plus; 6 – Galonera de Gasohol 97 Plus; 7 – Papel filtro lento.

Para dar inicio al protocolo; en primer lugar, se vertió 1 galón de gasohol plus y luego 1 galón de agua desionizada (véase Figura 3.3). Debido a la mayor densidad del agua desionizada, esta se vertió posterior al gasohol para que pase a través del gasohol, es así que en esta transición el agua desionizada retuvo un porcentaje de etanol del gasohol, debido a que este alcohol es altamente higroscópico (sustancia que atrae el agua en forma de vapor o de líquido de su ambiente). Para garantizar la homogeneidad de la mezcla se

movió la mezcla por 5 minutos. Finalmente se instaló la tapa del tanque que también es de acero inoxidable y se dejó reposar por 36 horas para obtener una separación de fases mejor definidas.

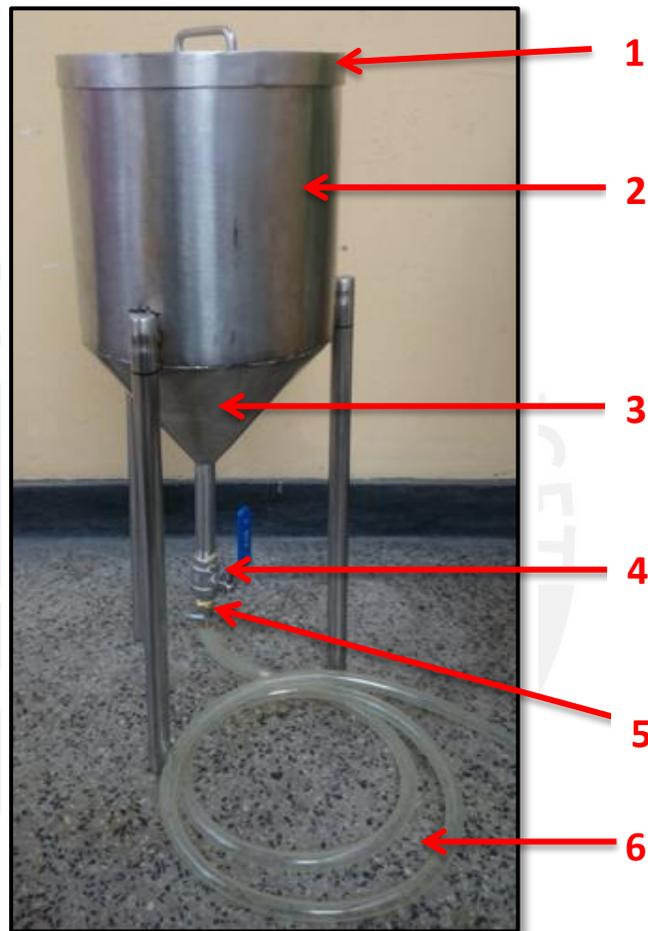


Figura 3.2 – Tanque para destilación de acero inoxidable.

**1 – Tapa a presión; 2– Superficie cilíndrica; 3– Superficie cónica; 4– Válvula globo de ½”;
5 – reducción a ¼”;** 6 – Manguera transparente de ¼”.

Posteriormente, se continuó con la destilación, se abrió parcialmente la válvula globo para empezar a verter a la galonera el agua desionizada y en el instante que se observa el cambio de fase (color característico de la gasolina), a través de la manguera transparente, se detuvo el flujo. Sin embargo, aún se tuvo presencia de agua, el cual fue drenado, por lo cual las paredes laterales del tanque fueron golpeadas con el objeto de que las moléculas de agua se agrupen y sean expulsadas del tanque y tener mínima presencia de agua. Se

continuó retirando mínimas muestras en un vaso de vidrio hasta que se aprecie mínima presencia de agua.

Debido a que aún se pudo tener presencia de agua, no podría ser el combustible ideal, por tanto, fue necesario pasar por un proceso adicional. En un embudo con malla se colocó un papel filtro lento interiormente de la superficie cónica y, seguidamente, se colocó 0.2 Kg de yoduro de sodio por cada galón de gasolina, aproximadamente, para que absorba los posibles restos de agua presente en la gasolina. Es así como se llena la gasolina como producto final en 1 recipiente adecuado de 1 galón (véase Figura 3.4).



Figura 3.3 – Proceso de destilación.

1 – Vertido de Gasohol 97 Plus; 2 – Vertido de Agua Desionizada; 3 – mezclado.

Finalmente, el combustible se depositó en galoneras para que sea trasladado al Laboratorio de Energía de la PUCP donde serían realizadas las pruebas.

Cabe destacar que el ensayo requiere gasolina de 90, 95 y 97 octanos. Por lo tanto, se reiteró el mismo procedimiento para los distintos niveles de octanaje.



Figura 3.4 – Filtrado de la gasolina 95.

1 – Inspección visual de presencia de agua; 2 – Filtrado por yoduro de sodio y papel filtro lento.

3.3. Metodología

La Figura 3.5 muestra el esquema utilizado durante los ensayos que fueron realizados en el interior del Laboratorio de Energía. Este esquema muestra que el motor de combustión interna va acoplado a un generador, que a su vez, es fuente de alimentación para una banco que bombillas que permitirá variar la carga del motor. Cada bombilla representa un consumo de potencia de 100W y son en total 14; por tanto, se pudo variar la potencia de 0 a 1400W.

En la Tabla 3.1 se muestra las principales características del motor monocilindrico de 4 tiempos de combustión interna de encendido por chispa. Este motor pertenece a un grupo electrógeno CATTINI / RI1500T2 de 1500 Watts de potencia nominal y acciona directamente el rotor del generador que tiene una bobina con 8 polos, para mantener una velocidad de 3600 rpm.

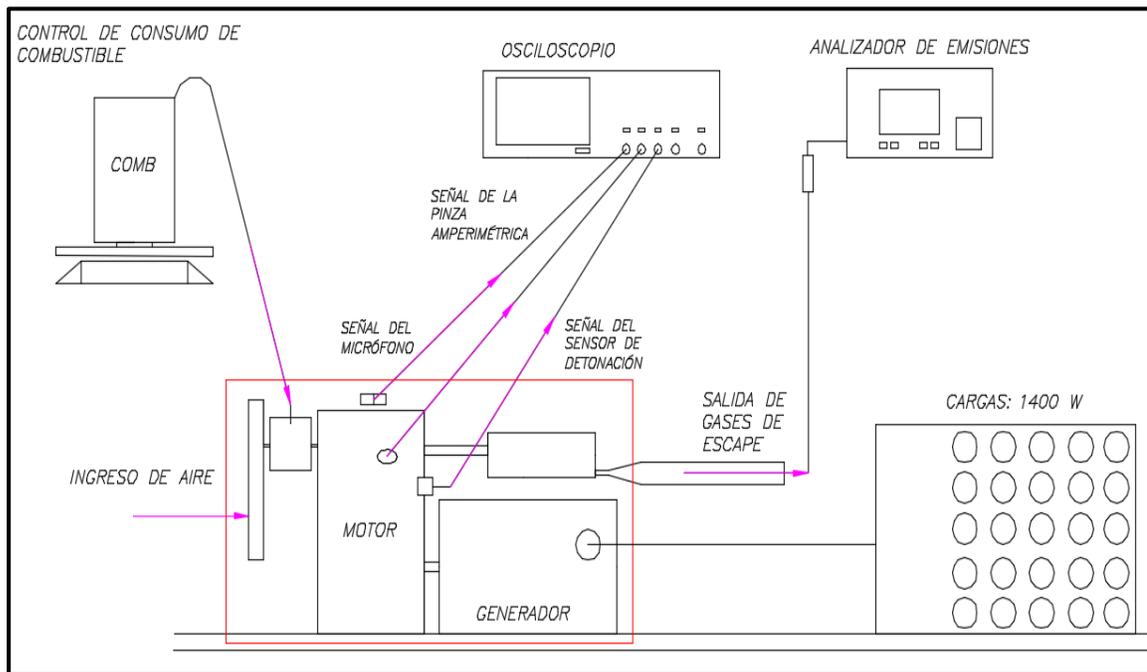


Figura 3.5 – Esquema de pruebas para los ensayos.

Una principal característica de tecnología de este motor mono-cilíndrico MECH es su diseño OHV (Overhead Valve- por sus siglas en inglés) que quiere decir “Válvulas sobre la cabeza”. Para ello, este sistema posee su eje de levas en el block del motor y acciona los lápices que están en contacto con los balancines; por tanto, se controla la apertura y cierre de la válvula de admisión y escape.

Otra principal característica de este motor fue su autorregulación de velocidad. Con el objeto de tener como salida 60 Hz; el número de polos del generador y las 3600 rpm deben mantenerse constante. En referencia al primero, no se tiene mayor inconveniente, ya que este es constante por el diseño. Sin embargo, las RPM, deben auto regularse. El sistema que se tiene es un regulador centrífugo; por diseño, se encuentra configurado para que trabaje a 3600 rpm cuando el motor se encuentra en ralentí.

Cuando se le pone una carga al generador, en el primer instante se frena el motor debido al torque consecuencia de la carga; en efecto, se reduce instantáneamente la velocidad; sin embargo, por el esquema mostrado en la Figura 3.7, una menor rpm hace que se auto

acelere el motor hasta lograr los 3600 rpm y se estabiliza. Esta potencia es compensada cuando ingresa mayor flujo de combustible, que producto de acelerar. En efecto, con el sistema se logra acelerar y tener como consecuencia mayor torque y mantener una velocidad de 3600 rpm constante.



Figura 3.6 – Generador CATTINI/RI1500T2 de 1500 W.

Tabla 3.1 – Datos del motor utilizado para los ensayos [Fabricante].

Marca / Modelo	CATTINI / RI1500T2
Potencia	1500 W / 3600 rpm
Cilindrada	99.75 cc
Diámetro del cilindro	56 mm
Carrera del pistón	40.5 mm
Relación de Compresión	10.1 : 1
Número de Cilindros	1
Tipo de encendido	Chispa
Inyección de Combustible	Carburador
Admisión de Aire	Válvula mariposa

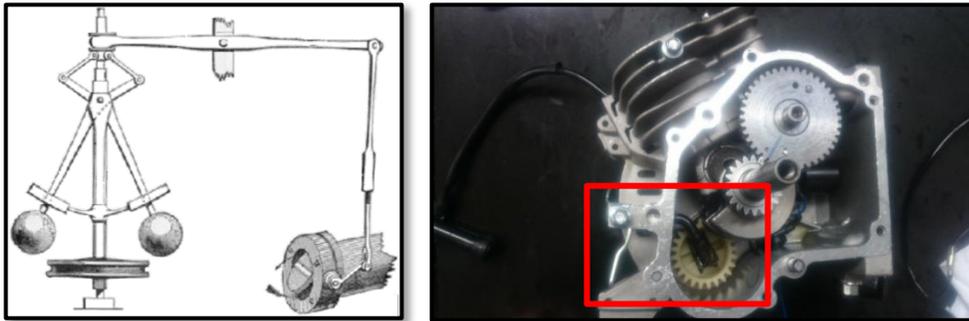


Figura 3.7 – Sistema de regulación de velocidad centrífuga.

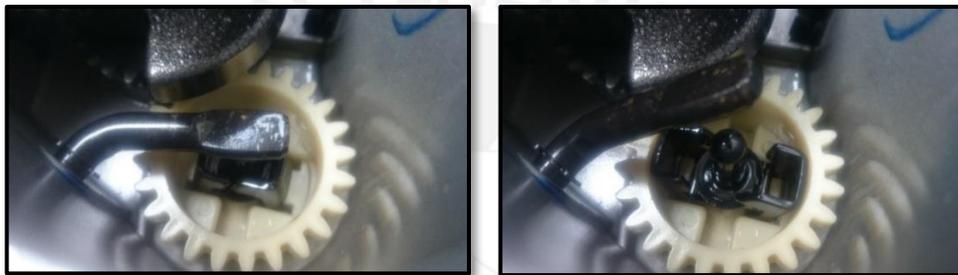


Figura 3.8 – Detalle sistema de regulación de velocidad centrífuga.

El motor fue instrumentado con un sensor de detonación por vibración **BOSH 39250-2B00** según muestra la figura 3.8 y está ubicado en la parte lateral del block del motor para un mejor registro de data. El sensor está en contacto directo con una superficie plana del block y está fijado con una unión atornillada.

Por otro lado, para poder ubicar la referencia de inicio de la combustión se instaló una pinza amperimétrica E3N con el objetivo de que se registre el instante de salto de la chispa eléctrica al electrodo de la bujía. Esta pinza tiene la característica de poder ser conectada directamente al osciloscopio debido a que tiene entrada tipo BNC (véase Figura 3.9).

El sensor de detonación y la pinza AVL emiten señales y es necesario realizar el registro de estas; para ello, se empleó un osciloscopio TEKTRONIX TDS 2024C (véase Figura 3.11) que tiene como característica fundamental una rápida lectura de los registros y la capacidad de grabar los valores de las dos señales en simultaneo y por canales

independientes. Esto permitió, posterior a terminar cada ensayo, tener la data en una memoria externa y poder ser trabajados posteriormente en una hoja de cálculo.



Figura 3.9 – Ubicación del sensor de detonación y Pinza amperimétrica E3N.

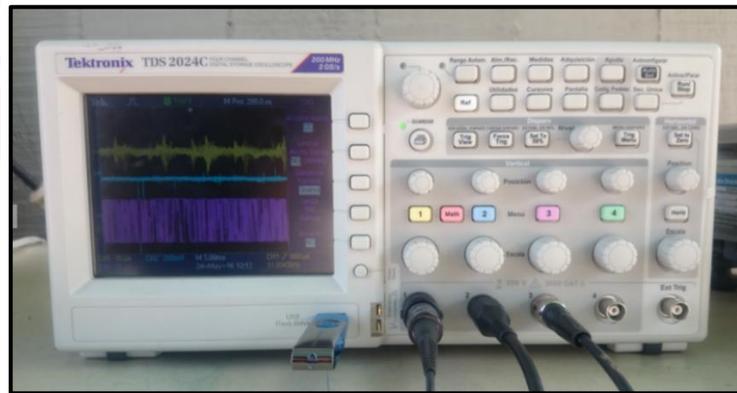


Figura 3.10 – Osciloscopio TEKTRONIX TDS 2024C.

Para medir el consumo de combustible se usó un sistema gravimétrico basado en el constante control de peso del tanque de combustible en una balanza electrónica (resolución +- 1 gramo) que se muestra en la Figura 3.10. Con el motor en funcionamiento se fue consumiendo el combustible del tanque instalado en la balanza y a partir de la mínima variación de medida se empezó a tomar medida del tiempo con un cronómetro. Para un intervalo de tiempo de 120 segundos se registró una diferencia de peso y con la densidad del combustible se obtuvo la masa de combustible consumido. Esta relación de masa y tiempo generó el consumo másico de combustible.

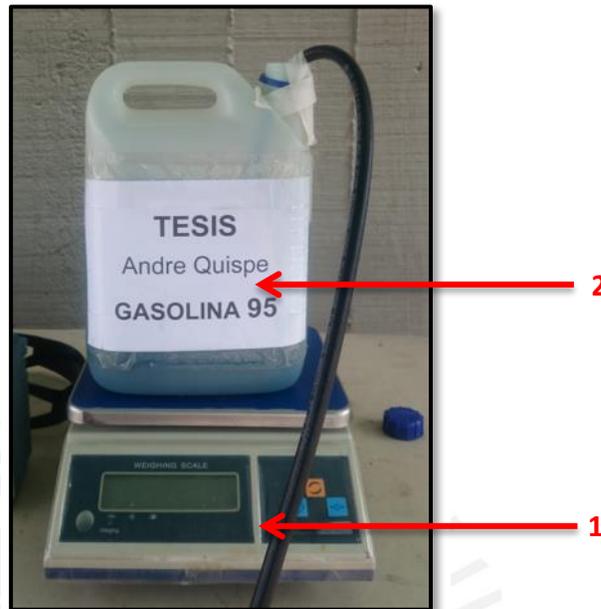


Figura 3.11 – Sistema para la medición del combustible.

1 – Balanza electrónica 1- 10 Kg; 2 – Galonera con combustible

Por otro lado, la temperatura superficial del block del motor fue medida por una cámara termo-gráfica infrarrojo (véase Figura 3.15). Esta cámara tiene la característica de tomar medida de temperatura de puntos superficiales específicos en un momento preciso y registrar la información en una tarjeta SD. Esta temperatura fue medida para cada condición de trabajo.

El ensayo requiere la evaluación de las emisiones de los gases de escape, en efecto, para un mejor registro se data, se prolongó el tubo de escape para que la sonda del Analizador de gases AVL se introduzca por completo. Se buscó que la temperatura de salida de los gases sea menor a 60 °C, ya que resulta adecuado para la pinza del analizador AVL DIGAS 4000; sin embargo, una muy baja temperatura, menores de los 35 °C, hace que se condense agua. Por tanto, se prolongó la distancia adecuada para tener las condiciones requeridas.

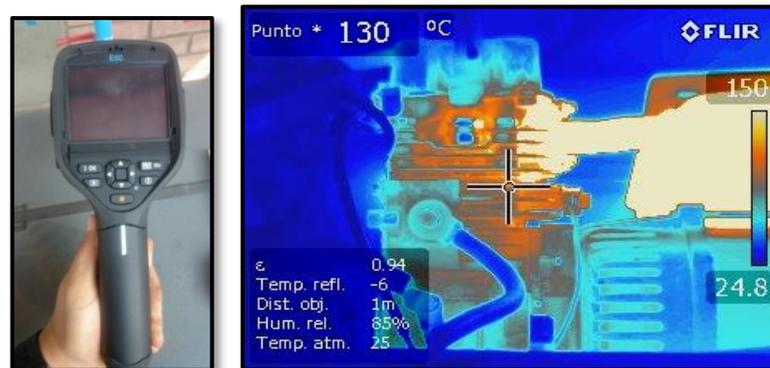


Figura 3.12 – Cámara termo-gráfica.



Figura 3.13 – Prolongación del tubo de escape y medición de la temperatura del flujo de los gases de escape.

Para poder registrar los valores de las emisiones se colocó la sonda del analizador en el interior del tubo de escape con los EPP's necesarios (mascarilla, protector auditivo, guantes, botas) por un periodo de 1 minuto aproximadamente. Es así que el Analizador de Gases registró los datos de CO, HC, CO₂, y el factor lambda.

La carga del motor se varió haciendo uso de un banco de bombillas eléctricas. Cada bombilla consume una potencia nominal de 100 Watts. Con el objetivo de registrar los valores de intensidad de corriente y tensión de voltaje, se empleó una pinza amperimétrica Fluker. Para el primero, se ubicó la pinza alrededor del cable de salida del generador hacia las bombillas eléctricas (en serie). Para el segundo, se ubicó las puntas de la pinza amperimétrica entre cables (en paralelo).



Modelo	AVL DIGAS 4000	
Emisiones	Rango	Resolución
CO	0-10%	± 0.01%
CO2	0-20%	± 0.1%
HC	0-2000 ppm	± 1 ppm
O2	0-22%	± 0.01%
λ	0-9.999	± 0.001

Figura 3.14 – Analizador de emisiones AVL DIGAS 4000.



Figura 3.15 – Banco de bombillas eléctricas- Medición de la intensidad de corriente.

Finalmente, se registraron las condiciones ambientales en cada condición de operación. Se empleó un higrómetro para la humedad relativa y que tenía incluida un termómetro.



Figura 3.16 – Higrómetro.

Con el objetivo de variar la relación de compresión, que es un parámetro geométrico definido por el volumen de la cámara de combustión (V_c) y la cilindrada unitaria (V_d) se varió el V_c empleando distintas medidas del grosor de la empaquetadura de la culata.

Debido a la no disponibilidad en el mercado, se mandó a manufacturar empaques de culata de asbesto con pestañas metálicas a un centro especializado. Se fabricaron tres medidas de espesor diferentes: 1, 1.6 y 2.6 mm. Estos empaques de culata garantizaron la hermeticidad de la cámara de combustión.



Figura 3.17 – Empaques de culata de distintos grosores.

Para cada relación de compresión se procedió con el desmontaje de la culata del motor, reemplazando la empaquetadura, calibrando los balancines y montando la culata. Este procedimiento fue realizado en tres ocasiones.

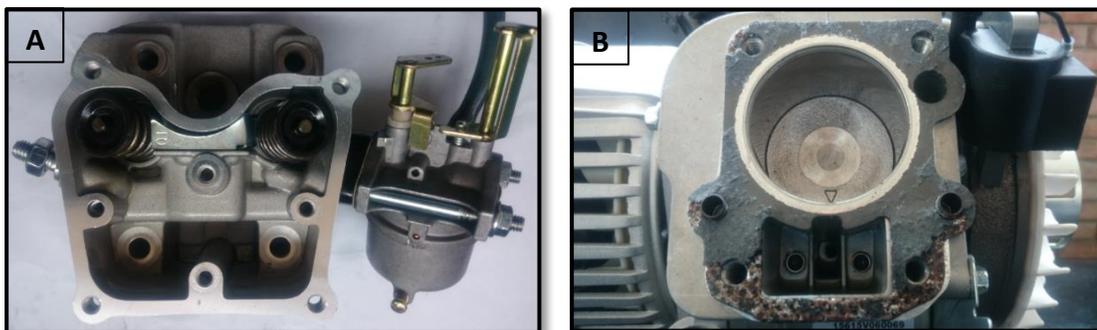


Figura 3.18 – Culata de motor (A) y Block del motor con empaque de culata (B).

Debido a la complejidad de la forma volumétrica de la cámara de combustión, para calcular el volumen se desarrolló con un método indirecto que consistió en verter aceite en el volumen de la cámara de combustión según muestra la Figura 3.19. Por tanto, el volumen necesario para llenar la cámara de combustión resultó ser el volumen requerido.

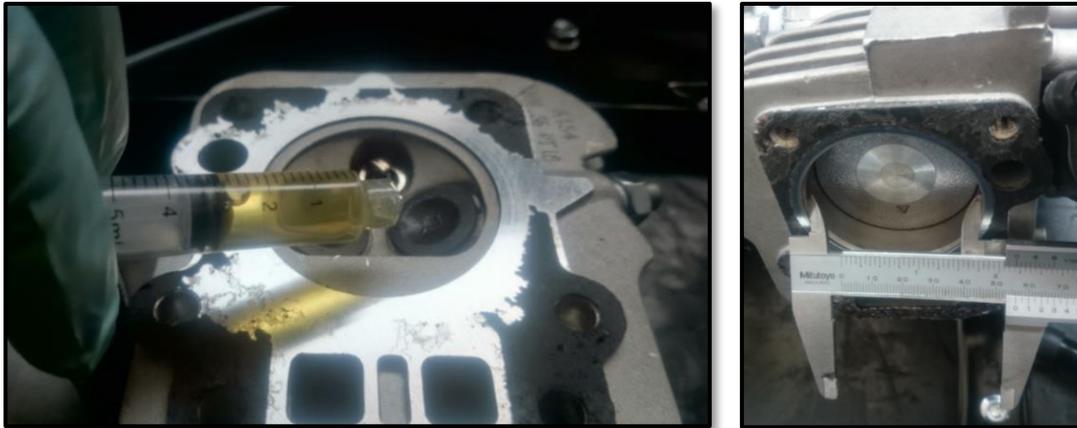


Figura 3.19 – Medición del volumen de la cámara de combustión.

Se define la relación de compresión:

$$r_c = \frac{V_c + V_d}{V_c} = 10.09 \quad (\text{Ec. 3.1})$$

donde,

- r_c : relación de compresión;
- V_d : volumen desplazado;
- A_p : área de la sección del pistón;

Tabla 3.2 – Análisis de la relación de compresión.

Parámetro	Unidad	RC1 STD	RC 3	RC 2
Diámetro del Pistón	[cm]	5.60	5.60	5.60
Carrera del Pistón	[cm]	4.05	4.05	4.05
Volumen muerto en la culata	[cm ³]	9.50	9.50	9.50
Volumen muerto en el block	[cm ³]	1.48	0.00	3.94
Volumen de la cámara de combustión (volumen muerto)	[cm ³]	10.98	9.50	13.44
Volumen desplazado (cilindrada unitaria)	[cm ³]	99.75	99.75	99.75
Relación de compresión	-	10.09	11.50	8.42

Luz del volumen muerto cuando esta puesto el empaque	[cm]	0.06	0	0.16
Empaque de culata	[cm]	0.16	0.1	0.26

3.4. Protocolo de ensayo

3.4.1. Registro de variables del motor

Posterior a haber explicado las formas del registro de las mediciones de distintos variables en los ensayos y mencionar los equipos e instrumentos empleados para realizar mencionadas medidas, se muestran en la Tabla 3.3 todas las variables y parámetros medidos en cada ensayo.

Tabla 3.3 – Variables medidas en los ensayos.

VARIABLE	UNIDAD
Temperatura del ambiente	[°C]
Humedad relativa del ambiente	[%]
Voltaje de salida del generador	[V]
Intensidad de corriente de salida del generador	[A]
Temperatura superficial del motor	[T]
Medida gravimétrica del consumo de combustible	[Kg]
Tiempo de consumo de combustible	[s]
Señal del sensor de detonación	-
Monóxido de Carbono	[%]
Dióxido de Carbono	[%]
Hidrocarburos no quemados	[ppm]
Factor Lambda	-

3.4.2. Procedimiento de ensayo

Se dio inicio a los ensayos empleando combustibles de bajo octanaje; es decir, gasolina de 90 e inmediatamente después Gasohol Plus 90. Posteriormente gasolina de 95 e inmediatamente después gasohol plus 95. Finalmente, gasolina de 97 e inmediatamente después gasohol Plus 97. Este procedimiento se reiteró para cada relación de compresión. En primer lugar se hicieron las pruebas para la RC estándar (10.1: 1); en segundo lugar, para una RC2 (8.4: 1) y en tercer lugar para RC3 (11.5: 1).

En cada ensayo se varió la carga progresivamente desde 0 Watts hasta 1400 watts con un intervalo de 100 watts, contabilizando 15 condiciones de carga. Para cada nivel de carga se activó una bombilla eléctrica adicional de 100 watts.

En principio, se arrancó el motor y se esperó a que tome temperatura, aproximadamente unos 10 minutos. Se esperó que el motor se estabilice en cada condición de operación, aproximadamente por un minuto y se registraron los valores, que proporcionó la pinza amperimétrica, de intensidad de corriente y el voltaje de la carga.

Seguidamente se empleó el método gravimétrico para la medición de la masa de combustible consumida. Se controló el consumo de combustible para el primer periodo de 120 segundos y durante este intervalo de tiempo se procedió a guardar en la memoria externa (USB) las señales registradas por el osciloscopio; se guardó 3 registros de señales para cada punto de operación. Inmediatamente se registró los valores que brindó el higrómetro: valor de humedad relativa y temperatura de ambiente.

En el inicio del segundo periodo de 120 segundos se controló nuevamente el consumo de combustible e inmediatamente se introdujo la sonda del analizados de gases, unos 30 cm en el interior del tubo de escape del motor, y se esperó aproximadamente 1 minuto para que los resultados del analizador se estabilicen y se registren los datos. Paralelamente, se tomó registro de la temperatura superficial del block del motor empleando la cámara termográfica.

Cabe destacar que para el segundo periodo de medición también se registraron las condiciones ambientales. Por lo tanto, para cada punto de operación se hicieron 2 mediciones, cada ensayo contiene 15 puntos, fueron 6 tipos de combustible y 3 relaciones de compresión. De este modo, se realizaron un total de 540 mediciones. Además, como son 12 variables registradas por medición, resulto un total 6480 datos registrados para analizar los objetivos propuestos en este estudio.

3.5 Expresiones para cálculo de parámetros

- **Potencia efectiva:**

La potencia efectiva eléctrica que entrega el motor depende del voltaje de salida y de la corriente, está determinada por la siguiente expresión:

$$P_{e. observada} = V * I \quad (\text{Ec. 3.2})$$

donde,

$P_{e. observada}$ = potencia efectiva observada [W].
 V = tensión de voltaje [V].
 I = Corriente [A].

- **Presión de aire seco:**

Es la diferencia entre la presión atmosférica y la presión de vapor de agua.

$$P_{as} = P_{atm} - P_v \quad (\text{Ec. 3.3})$$

siendo,

$P_{aire seco}$ = presión de aire seco [kPa];
 P_{atm} = presión atmosférico [kPa];
 P_v = presión parcial de vapor del aire [kPa].

- **Humedad relativa:**

Es la relación entre la presión parcial del vapor en la mezcla y la presión de saturación del vapor a la temperatura de la mezcla (particularmente, la temperatura de ambiente).

$$\varphi = \frac{P_v}{P_s}$$

(Ec. 3.4)

donde,

φ = humedad relativa;
 P_v = presión parcial de vapor del aire [kPa];
 P_s = presión de saturación de vapor del aire [kPa].

- **Consumo másico de combustible**

$$\dot{m}_{comb} = \frac{m_i - m_f}{t} * 3600$$

(Ec. 3.5)

donde,

\dot{m}_{comb} = flujo másico de combustible [kg/h];
 m_i = masa inicial de combustible [Kg];
 m_f = masa final de combustible [Kg];
 t = tiempo de consumo másico de combustible [s].

- **Consumo específico de combustible:**

El consumo específico de combustible es un parámetro que indica el consumo de combustible por unidad de tiempo referido a la potencia efectiva desarrollada; este depende del flujo másico de combustible y de la potencia efectiva del motor. Para el uso de mezclas, el cec fue determinado empleando la siguiente expresión:

$$cec = \frac{\dot{m}_{comb}}{P_e} = \frac{\dot{m}_{gasolina} + \left(\frac{PCI_{etanol}}{PCI_{gasolina}} \right) * \dot{m}_{etanol}}{P_e}$$

(Ec. 3.6)

Para calcular las masas de la gasolina pura y el etanol:

$$\frac{\dot{m}_{etanol}}{\dot{m}_{gasolina}} = \frac{\rho_{etanol}}{\rho_{gasolina}} * \frac{\dot{V}_{etanol}}{\dot{V}_{gasolina}} \quad (\text{Ec. 3.7})$$

$$\dot{V}_{comb} = \dot{V}_{gasolina} + \dot{V}_{etanol} \quad (\text{Ec. 3.8})$$

desarrollando,

$$\frac{\dot{V}_{comb}}{\dot{V}_{gasolina}} = \frac{\dot{V}_{gasolina}}{\dot{V}_{gasolina}} + \frac{\dot{V}_{etanol}}{\dot{V}_{gasolina}} \quad \frac{\dot{V}_{etanol}}{\dot{V}_{gasolina}} = \frac{\dot{V}_{comb}}{\dot{V}_{gasolina}} - 1$$

$$\frac{\dot{V}_{etanol}}{\dot{V}_{gasolina}} = \frac{1}{0.922} - 1 = 0.08459 \quad (\text{Ec. 3.9})$$

Entonces,

$$\frac{\dot{m}_{etanol}}{\dot{m}_{gasolina}} = \frac{\rho_{etanol}}{\rho_{gasolina}} * \frac{\dot{V}_{etanol}}{\dot{V}_{gasolina}} = \frac{790}{736} * 0.08459 = 0.09081 \quad (\text{Ec. 3.10})$$

donde,

- cec = consumo específico de combustible [g/kW.h];
- $\dot{m}_{gasolina}$ = flujo másico de gasolina correspondiente a la mezcla [g/h];
- \dot{m}_{etanol} = flujo másico de etanol correspondiente a la mezcla [g/h];
- $PCI_{gasolina}$ = poder calorífico inferior de la gasolina [kJ/kg];
- PCI_{etanol} = poder calorífico inferior de la gasolina [kJ/kg].

- **Flujo másico del aire húmedo:**

Dosado absoluto F; es la relación másica entre el combustible y el aire.

$$F = \frac{\dot{m}_{comb}}{\dot{m}_{aire\ húmedo}} \quad (\text{Ec. 3.11})$$

El dosado relativo F_r ; es la relación entre el dosado absoluto y el dosado estequiométrico. Así mismo, el factor λ ; se define como la inversa del dosado relativo. Además, el dosado estequiométrico para la gasolina se define:

$$F_r = \frac{F}{F_e} \quad \Lambda \quad \lambda = \frac{1}{F_r} \quad ; \quad F_e = \frac{1}{15.6} \quad (\text{Ec. 3.12})$$

luego:

$$\dot{m}_{\text{aire húmedo}} = \frac{\dot{m}_{\text{comb}}}{F} = \frac{\dot{m}_{\text{comb}}}{F_r * F_e} = \frac{\dot{m}_{\text{comb}}}{\frac{1}{\lambda} * F_e} = \frac{\dot{m}_{\text{comb}} * \lambda}{F_e} \quad (\text{Ec. 3.13})$$

donde,

\dot{m}_{comb} = flujo másico de combustible [kg/s];
 $\dot{m}_{\text{aire húmedo}}$ = flujo másico de aire húmedo [kg/s].

- **Flujo másico de aire seco:**

$$\dot{m}_{\text{aire seco}} = \frac{\dot{m}_{\text{aire húmedo}}}{1 + X} \quad (\text{Ec. 3.14})$$

donde,

$\dot{m}_{\text{aire seco}}$ = consumo másico de aire seco [kg/s].
 $\dot{m}_{\text{aire húmedo}}$ = flujo másico de aire húmedo [kg/s].
 X = humedad específica.

- **Humedad absoluta o humedad específica:**

$$X = \frac{0.622 * P_v}{P_{\text{atm}} - P_v} \quad (\text{Ec. 3.15})$$

donde,

P_v = presión parcial de vapor del aire [kPa];

P_{atm} = presión atmosférica [kPa].

- **Rendimiento efectivo:**

El rendimiento efectivo del motor es un parámetro que depende de la potencia efectiva desarrollada por el motor y la energía que suministra el combustible.

$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{m}_{gasolina} * PCI_{gasolina} + \dot{m}_{etanol} * PCI_{etanol}} * 100 \quad (\text{Ec. 3.16})$$

donde,

$PCI_{gasolina} = 42900 \text{ KJ/Kg}$

$PCI_{etanol} = 26800 \text{ KJ/Kg}$

η_e = rendimiento efectivo [%].

ρ_{etanol} = densidad del etanol [kg/m³].

$\rho_{gasolina}$ = densidad de la gasolina [kg/m³].

\dot{V}_{comb} = flujo volumétrico total de la mezcla [m³/h].

\dot{V}_{etanol} = flujo volumétrico del etanol [m³/h].

$\dot{V}_{gasolina}$ = flujo volumétrico de la gasolina [m³/h].

- **Rendimiento volumétrico:**

Es un indicador de llenado del cilindro, el cual depende del flujo de masa de aire real admitido en el cilindro y el flujo de masa de aire a unas condiciones de referencias (en nuestro caso fue considerando las condiciones de la sala de pruebas).

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{aire\ seco}}{\dot{m}_{aire\ ref}} * 100 \quad (\text{Ec. 3.17})$$

$$\dot{m}_{aire\ ref} = \rho_{aire\ ref} * V_{cilindrada} * n * i ; \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (\text{Ec. 3.18})$$

La densidad del aire a condiciones de referencia se calculó utilizando la siguiente expresión:

$$\rho_{aire\ ref} = \frac{P_{atm}}{R_{aire} * (273 + T_{amb})} \quad (\text{Ec. 3.19})$$

siendo,

ρ_{aire} = densidad del aire ambiente [kg/m³];

P_{atm} = presión atmosférica [kPa];

R_{aire} = constante del aire ambiente [0.287 kJ/kg.K];

T_{amb} = temperatura del aire ambiente [°C];

η_v = rendimiento volumétrico [%];

$\dot{m}_{aire\ ref}$ = flujo másico de aire a unas condiciones de referencia [kg/s].

3.6 Expresiones para cálculo de incertidumbres

Para hallar las incertidumbres de las mediciones se emplearon diferentes fórmulas estadísticas que a continuación se presentan:

- **Incertidumbre de lectura o precisión**

Para un equipo de medición digital, refiere a la resolución especificada por el fabricante; sin embargo, para un equipo analógico, se determina como la mitad de la menor división de la escala [35].

$$\sigma_L = \frac{div_{menor}}{2} \quad (\text{Ec. 3.21})$$

donde,

σ_L = incertidumbre de lectura.

div_{menor} = división menor de la escala del instrumento.

- **Incertidumbre aleatoria**

El factor “t” de student, como un nivel de confianza, será en este caso particular de 95%. Se aplica para un número de muestras totales menor a 10 [35].

$$\sigma_A = t_{N-1} * \frac{\sigma_{N-1}}{\sqrt{N}} \quad (\text{Ec. 3.22})$$

siendo,

σ_A = incertidumbre aleatoria.
 t_{N-1} = factor de corrección “t” de student.
 σ_{N-1} = desviación estándar de una muestra.
 N = número de muestras.

Incertidumbre estándar o error cuadrático medio

Estimación del error de la media al esperar que al tomar más medidas la media de estas sea más precisa [35].

$$\sigma_x = \frac{\sigma_{N-1}}{\sqrt{N}} \quad (\text{Ec. 3.23})$$

donde,

σ_x = incertidumbre estándar.
 σ_{N-1} = desviación estándar de una muestra.
 N = número de muestras.

Desviación estándar de una muestra:

Es la incertidumbre a consecuencia de las fluctuaciones y se define como medida del grado de dispersión de los datos con respecto a la media aritmética [35].

$$\sigma_{N-1} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2}{N - 1}} \quad (\text{Ec. 3.24})$$

donde,

σ_{N-1} = desviación estándar de una muestra;
 x_i = dato i de la muestra;
 \bar{x} = media de la muestra;
 N = número de muestras.

- **Incertidumbre total**

Se define como la raíz cuadrada de la suma de los cuadrados de la incertidumbre de lectura y aleatoria [35].

$$\sigma_T = \sqrt{\sigma_L^2 + \sigma_A^2} \quad (\text{Ec. 3.25})$$

donde,

σ_L = incertidumbre de lectura.
 σ_A = incertidumbre aleatoria.
 σ_T = incertidumbre total.

CAPÍTULO 4

ANÁLISIS DE RESULTADOS

En este capítulo se desarrollará un análisis de las variables medidas y calculadas más relevantes para el estudio. Las tablas que contienen estas variables se encuentran detalladas desde el **Anexo 1**. Asimismo, cabe destacar que no se presentan todas las figuras en el presente capítulo, debido a las restricciones de espacio. Por ello, en el capítulo se ha decidido presentar principalmente los resultados asociados a los octanajes de 90 y 95: mientras que los resultados con octanaje igual a 97 son colocados en el **Anexo 3**.

Todas las figuras contienen una leyenda, que caracteriza al combustible empleado y la relación de compresión utilizada. En efecto, la leyenda tiene tres indicadores; el primer indicador (E0 o E7.8) se refiere al porcentaje volumétrico del etanol presente en la gasolina; seguidamente se tiene un indicador del nivel de octanaje (90, 95 o 97) y finalmente se indica la relación de compresión del motor (RC1, RC2 o RC3) a la cual se registró el ensayo; donde RC1 es la relación de compresión original (10.1 : 1), RC2 se refiere a la menor relación de compresión (8.4 : 1) y RC3 corresponde a la mayor relación de compresión (11.5 : 1).

Las Figuras 4.1 a 4.15 presentan los resultados de cinco parámetros asociados al desempeño del motor: flujo másico de combustible, rendimiento efectivo, factor lambda, flujo másico de aire y rendimiento volumétrico. Seguidamente, en las Figuras 4.16 a 4.21 se presentan los resultados de las señales de vibración asociado al funcionamiento del motor. Posteriormente, en las Figuras 4.22 a 4.30 se presentan los resultados de las tres concentraciones de emisiones de los gases de escape: monóxido de carbono, dióxido de carbono e hidrocarburos no quemados.

Para cada uno de los ocho parámetros evaluados (desempeño y emisiones) se presentan cuatro figuras. Cada figura contiene dos gráficas (A y B). En las primeras figuras se evalúan los efectos de la variación del octanaje del combustible para la relación de compresión original (RC1). En el margen izquierdo, la gráfica A muestra los resultados obtenidos con las gasolinas E0 y en el margen derecho, gráfica B, presenta los resultados con los gasoholes (E7.8).

Como segundas figuras, se presentan la variación de la relación de compresión para el combustible 90 octanos, sin perder atención en el comparativo de E0 y E7.8; por tanto, en el margen izquierdo se mantiene el gráfico A con los resultados de E0 y en el gráfico B los resultados con E7.8. En las terceras figuras, se continúa con esta disposición para analizar la variación de la relación de compresión usando el combustible de 95 octanos. Sin embargo, la variación de la relación de compresión usando combustibles de 97 octanos, como se indicó previamente, se presentan en las cuartas figuras incluidas en el **Anexo 2**.

Los resultados del primer parámetro analizado corresponden al consumo de combustible y son presentados en las Figuras 4.1 a 4.3. De modo general, como era esperado se observa un mayor consumo de combustible para generar una mayor potencia eléctrica.

El uso de un mayor porcentaje de etanol en la gasolina debería incrementar el flujo de combustible, debido a un menor poder calorífico del etanol; sin embargo, este efecto no fue observado notablemente en los resultados. En efecto, si nos enfocamos en el combustible recomendado para la RC1 original, notamos que el E7.8-90 (Figura 4.1 B) tiene un ligero mayor consumo en contraste con el E0-90 (Figura 4.1 A). Además, se puede apreciar que no hay considerable diferencia entre los consumos de combustible para un mayor octanaje, cuando se mantiene la relación de compresión en su condición estándar. Esta observación es más notoria al emplear combustibles de 97 octanos, en comparación a los combustibles de 90 octanos.

En la Figura 4.2 notamos que al usar E0-90 se tiene un mayor consumo para la RC2, en comparación con la RC1. Este resultado se debe a que la energía liberada por el combustible disminuye con la relación de compresión y con la finalidad de mantener el

régimen de giro constante, el regulador centrífugo del motor acciona la apertura de la válvula mariposa de admisión provocando un mayor ingreso de aire y combustible. Análogo efecto es observado al utilizar el E7.8-90. Por otro lado, en las Figuras 4.2 A y 4.2 B no es notado una diferencia significativa entre los consumos de combustible al usar una mayor relación de compresión, ya que los consumos con RC3 fueron similares a los de RC1.

Pero al incrementar el octanaje de 90 a 95, notamos que existe una diferencia entre los consumos de combustible al emplear distintas relaciones de compresión (véase Figura 4.3). Se evidencia un menor consumo para la mayor relación de compresión RC3, seguida de la RC1, y finalmente la RC2 muestra un mayor consumo. Sin embargo, usando E7.8-95, la diferencia de consumo entre el RC1 y RC3 es menor, en comparación al E0-95. Por ejemplo para una potencia eléctrica de 1000 Watts con RC2, RC1 y RC3 empleando E0-95 los consumos de combustible fueron 0.87 Kg/h, 0.78 Kg/h y 0.72 kg/h respectivamente y usando E7.8 fueron 0.78 Kg/h, 0.75 Kg/h y 0.66 Kg/h respectivamente.

El menor consumo de combustible para una mayor relación de compresión, resulta lo inverso de lo explicado anteriormente, ya que parte de la premisa de que con una mayor relación de compresión y con una misma apertura de acelerador se tendría mayor potencia, debido a una mejor combustión, siempre y cuando no se presente alguna evidencia de combustible anormal. En la pruebas desarrolladas, como las cargas fueron aproximadamente constantes para las distintas relaciones de compresión utilizadas, lo que ocurrió fue que el regulador centrífugo de velocidad generó una menor apertura de la válvula mariposa del carburador a fin de reducir la sobre velocidad provocada por la mayor liberación de energía del combustible al utilizar la RC3.

Finalmente, usando E0-97 y E7.8-97 (véase Figura 3.1 en Anexo 3), se verifica que para este elevado octanaje, usando la menor relación de compresión RC2, el consumo de combustible es considerablemente mayor en contraste con RC1 y RC3 que son muy parecidos y no se podría mencionar una clara tendencia y explicación sobre este resultado. Además, las diferencias se reducen cuando se emplean E7.8-97. Pruebas adicionales podrían ser necesarias para analizar en más detalle este afecto.

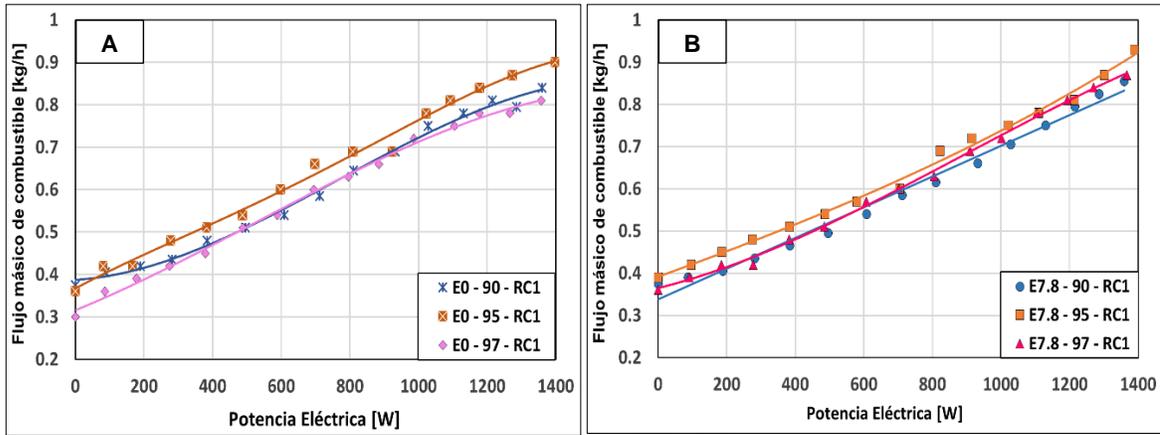


Figura 4.1 - Consumo de comb. vs. pot. eléctrica para distintos combustibles y octanajes.

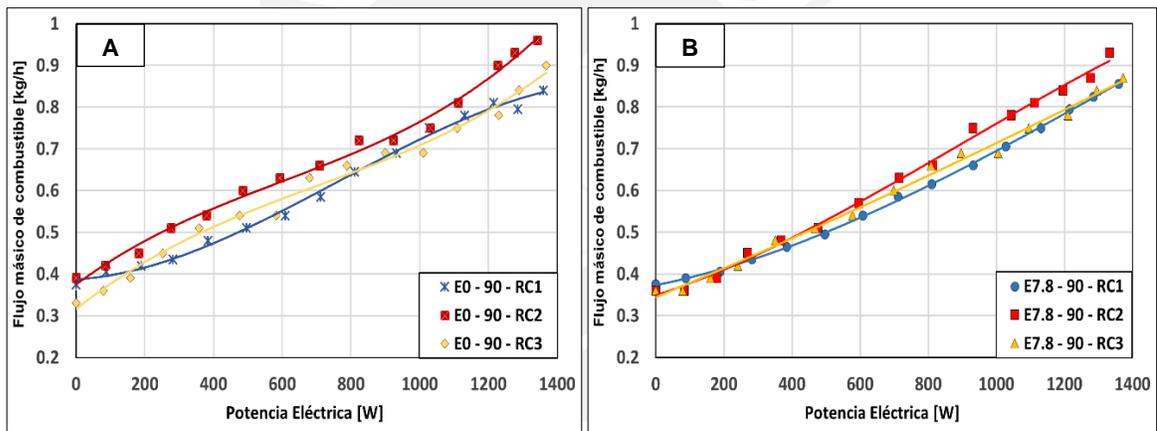


Figura 4.2 - Consumo de comb. vs. pot. eléctrica para distintas RC usando E0-90 y E7.8-90.

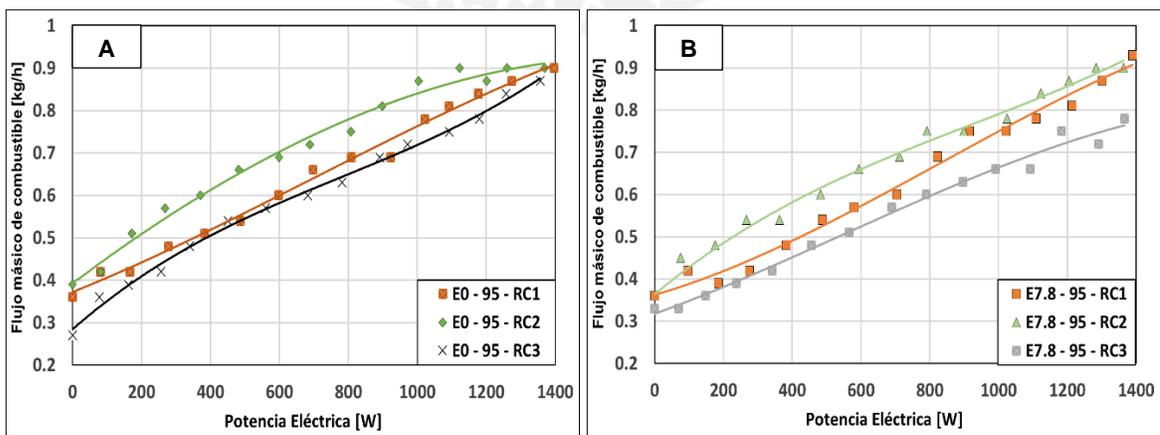


Figura 4.3 - Consumo de comb. vs. pot. eléctrica para distintas RC usando E0-95 y E7.8-95.

El segundo parámetro analizado fue el rendimiento efectivo, el cual relaciona la potencia eléctrica de salida con la energía térmica del combustible que ingresa al motor y sus resultados se muestran en las Figuras 4.4 a la 4.6.

En términos generales, conforme se incrementa la carga del motor, el rendimiento incrementa, ya que se produce mayor potencia eléctrica con menor incremento del consumo de combustible; es decir, la energía química es aprovechada en mayor medida a alta carga. Sin embargo, la magnitud de este incremento del rendimiento se reduce a alta carga.

En la Figura 4.4 se aprecia que para una relación de compresión estándar RC1 el incremento del octanaje no genera una significativa diferencia del rendimiento efectivo. Aun así, se nota una pequeña caída del rendimiento con 95 octanos en comparación a los resultados con 90.

Observando la Figura 4.5 notamos que para el combustible recomendado por el fabricante que es de 90 octanos, se tiene un ligero mejor rendimiento efectivo para RC1 y este rendimiento es muy parecido cuando se trabaja con RC3; sin embargo, cuando el motor trabaja con la relación RC2, el rendimiento efectivo es menor, esto coincide con el mayor consumo de combustible para esta baja relación de compresión.

Por otro lado, en la Figura 4.6 se muestra que al incrementar el octanaje de 90 a 95, las diferencias de rendimiento sobresalen. Como resultado, se muestra un mayor rendimiento efectivo para la mayor relación de compresión RC3, seguida de la relación de RC1 y el menor rendimiento efectivo para la menor relación de compresión RC2. Muestra de ello para 1000 Watts de potencia eléctrica con RC2, RC1 y RC3 usando E0-95 se obtuvo rendimientos de 9.99%, 11.35% y 11.70% respectivamente y usando E7.8-95 se obtuvo 11.38%, 11.79% y 13% respectivamente.

Este último resultado coincide con los fundamentos teóricos, ya que, el rendimiento efectivo η de un ciclo Otto depende estrictamente de la geometría del motor RC, a través de la siguiente relación: $\eta = 1 - (1/RC^{(\gamma-1)})$; donde “ γ ” es la relación de calores específicos. En la

práctica, al rendimiento se le reduce las pérdidas por transferencia de calor, fricciones, pérdidas debido a la temperatura de los gases, combustión incompleta, y otros factores, pero la RC es aún de mayor importancia en la magnitud de η [32]. En nuestro caso, la RC3 estaría aprovechando óptimamente la calidad antidetonante de los combustibles de 95 octanos.

Finalmente en la Figura 3.2 en Anexo 3 se confirma que al utilizar los combustibles E0-97 y E7.8-97, la tendencia del menor rendimiento efectivo corresponde a la menor relación de compresión RC2; pero, al igual que los resultados de la Figura 4.6, las tendencias son parecidas para el mayor rendimiento efectivo que se tiene al usar RC3 y RC1.

Al parecer la RC3 para este motor, no sería la más adecuada para aprovechar la calidad antidetonante de los combustibles de 97 octanos. Posiblemente estos combustibles en el motor requieren mayores condiciones de presión y temperatura de la mezcla antes del inicio de la combustión, provocado por una mayor relación de compresión. Lo que podría estar ocurriendo es un mayor retardo para dar inicio a la combustión, desde el instante de la chispa. Otra explicación podría deberse a que cuando se incrementa la relación de compresión, la relación superficie-volumen de la cámara de combustión también se incrementa. Y con ello, las pérdidas de calor por transferencia aumentan. Esto también provocaría un menor rendimiento efectivo [32].

Adicionalmente, los combustibles con contenido de alcohol tienen una velocidad de llama estequiométrica más rápida que la gasolina. Altas velocidades estequiometrias de llama causa una rápida y más completa combustión, donde disminuye las pérdidas de calor. Esta explicación podría argumentar el mayor incremento del rendimiento efectivo al usar los gasoholes [33].

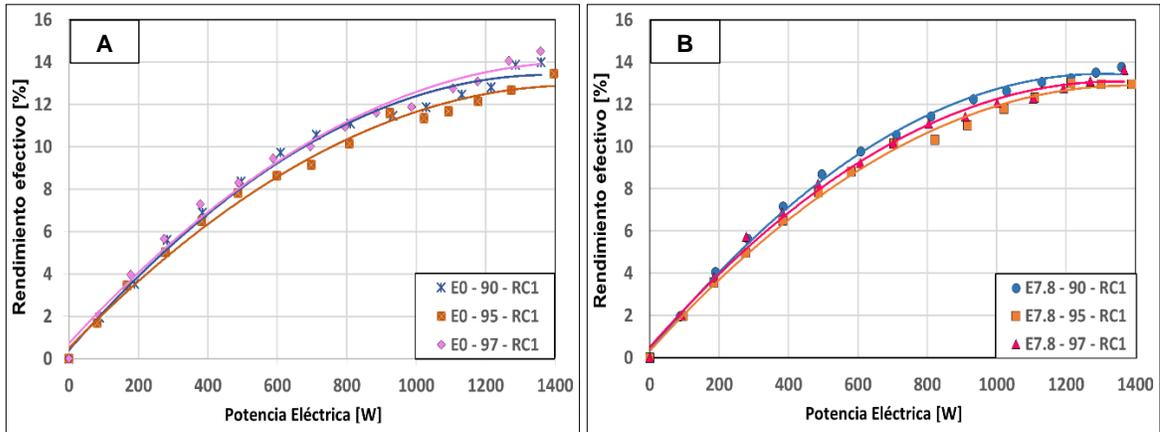


Figura 4.4 - Rendimiento efectivo vs. pot. eléctrica para distintos combustibles y octanajes.

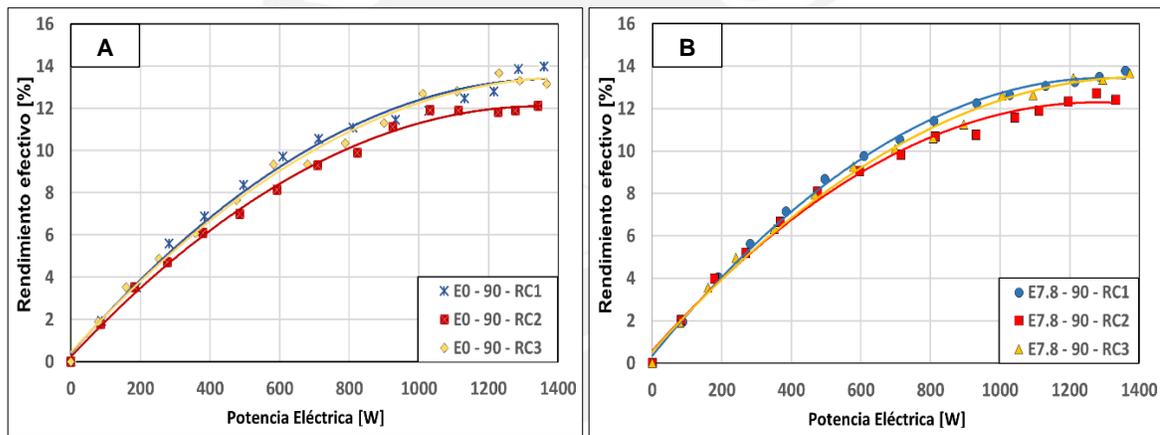


Figura 4.5 Rendimiento efectivo vs. pot. eléctrica en distintas RC usando E0-95 y E7.8-95.

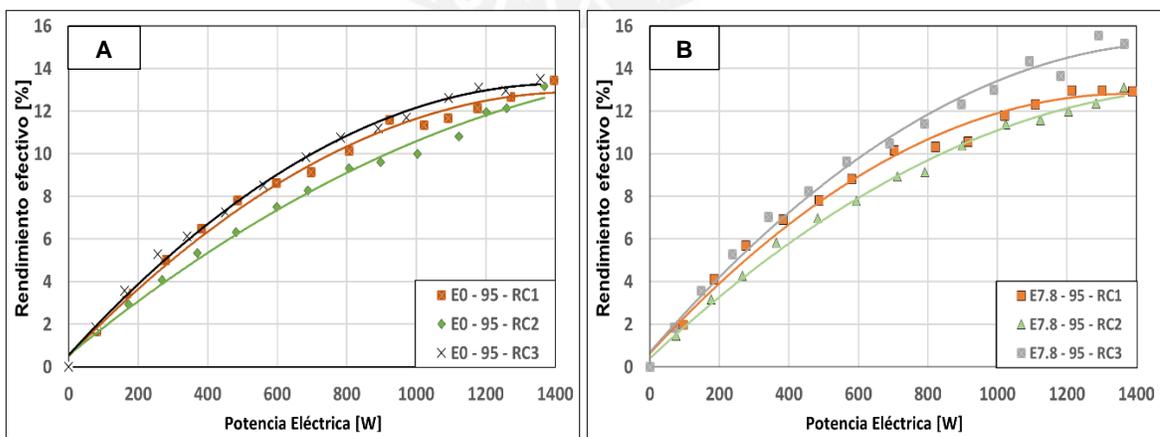


Figura 4.6 - Rendimiento efectivo vs. pot. eléctrica en distintas RC usando E0-95 y E7.8-95.

El tercer parámetro analizado fue el factor lambda, que está mostrado en las Figuras 4.7 a 4.9. Este factor es directamente proporcional al flujo másico de aire e inversamente proporcional al flujo másico de combustible. Si el valor del factor lambda es igual a 1, entonces la mezcla aire-combustible se encuentra en condiciones estequiométricas. Pero si el factor lambda es menor que 1, entonces la mezcla es rica en combustible.

En todas las Figuras 4.7 a 4.9, se observa de modo general que las mezclas son ricas; asimismo, en términos generales, el factor lambda disminuye con la carga aplicada al motor. Esto se debe a que la apertura de la válvula mariposa es mayor y permite un mayor flujo de la mezcla aire-combustible. Sin embargo, quien tiene mayor influencia en el comportamiento del factor lambda es el flujo másico de combustible, ya que como se pudo apreciar en los resultados anteriores (Figuras 4.1 a 4.3), el consumo de combustible tiene una tendencia progresiva ligeramente lineal con la carga y, consecuentemente, el factor lambda presenta una tendencia a disminuir con la potencia eléctrica.

En la Figura 4.7 al comparar los factores lambda con el uso de E0 y E7.8, manteniendo el valor de RC1, se nota que no existe una diferencia significativa entre estos factores al variar el nivel de octanaje.

Para los combustibles de 90 y 95 octanos que se presentan en las Figuras 4.8 y 4.9, la mayor relación de compresión RC3 presentó un factor lambda ligeramente superior al obtenido con la RC2. El menor factor lambda se obtuvo con la menor relación de compresión RC1, lo cual no era de esperarse. Estas mismas tendencias se obtuvieron con los combustibles de 97 octanos presentados en la Figura 3.3, Anexo 3. El mayor valor del factor lambda con RC3, se debería, principalmente, al menor consumo de combustible obtenido durante estas pruebas (véase Figuras 4.2 y 4.3).

Un caso particular sería por ejemplo, cuando el motor operó a 1000 Watts de potencia eléctrica con RC2, RC1 y RC3 usando E0-95 se obtuvo un factor lambda igual a 0.803, 0.744 y 0.820 respectivamente y usando E7.8-95 se obtuvo 0.840, 0.789 y 0.868 respectivamente.

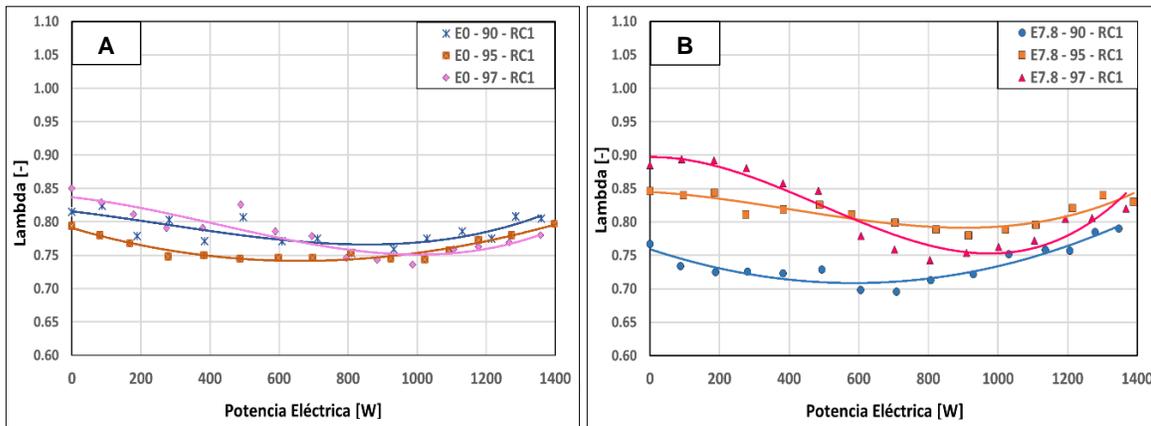


Figura 4.7- Lambda vs. pot. eléctrica para distintos combustibles y octanajes.

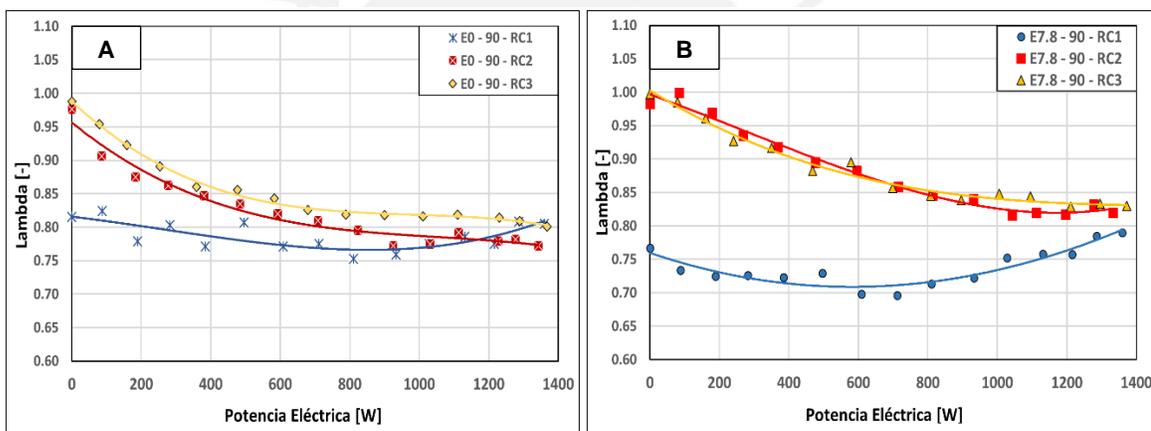


Figura 4.8- Lambda vs. pot. eléctrica para distintas RC usando E0-90 y E7.8-90.

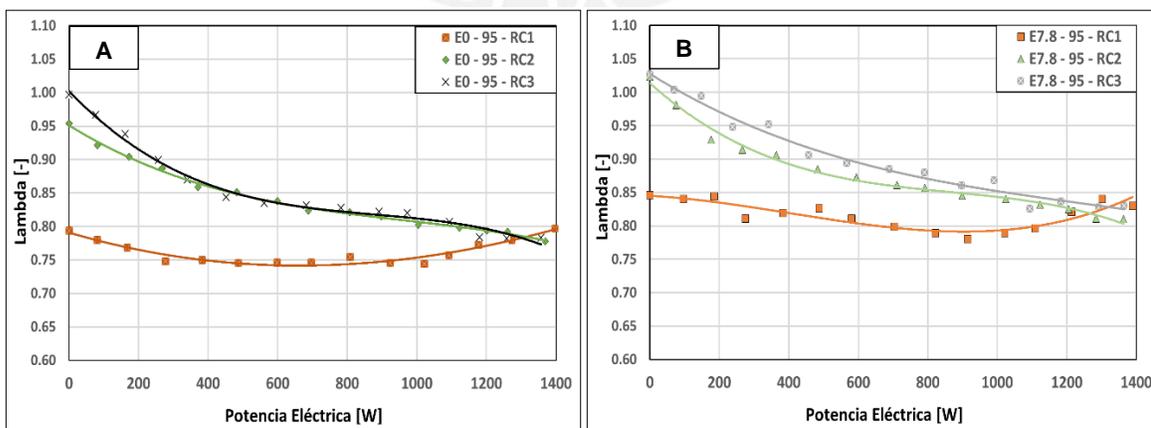


Figura 4.9 - Lambda vs. pot. eléctrica para distintas RC usando E0-95 y E7.8-95.

El cuarto parámetro analizado fue el flujo másico de aire y este se calculó con el flujo másico de combustible y el factor lambda medido en el escape. Los resultados del flujo másico de aire se muestran en las Figuras 4.10 al 4.12. En términos generales, el flujo másico de aire aumenta conforme se aumenta la potencia, y conforme se disminuye la relación de compresión. Esto coincide con la premisa de que la masa de aire es el factor que limita la potencia efectiva del motor [19].

Para la relación de compresión original RC1, presentado en la Figura 4.10, se tiene el mayor consumo de aire usando combustibles de 95; sin embargo, el menor consumo másico de aire ocurre cuando se emplea combustibles de 90 y 97 octanos. Estas pequeñas diferencias asociadas al octanaje no tendrían una clara explicación, en vista de que no tiene ninguna relación con la capacidad de llenado del cilindro.

Los resultados del consumo de aire al usar los combustibles de 90 octanos se muestran en la Figura 4.11 donde se puede notar mayor consumo de aire para la más baja relación de compresión RC2, seguida de la mayor relación de compresión RC3 y se tiene menor consumo másico de aire para la relación de compresión original RC1. Se destaca una mayor diferencia entre las tendencias y consumo de aire ligeramente mayor para el E0-90 (Figura 4.11 A), en contraste con el E7.8-90 (Figura 4.11 B).

Por otro lado, en la Figura 4.12 se tiene los resultados de los combustibles de 95 octanos, donde se verifica que el mayor consumo de aire se dio para la menor relación de compresión RC2, esto se debería a que al ingresar más combustible, se requiere mayor cantidad de aire para su combustión. Además para RC1 y RC3, a baja carga, los consumos de aire son similares; sin embargo, en altas cargas la diferencia es significativa y se aprecia una tendencia a disminuir el flujo de aire con RC3.

Adicionalmente los resultados del consumo de aire con combustibles de 97 se muestran en la Figura 3.4, Anexo 3. Aquí, el mayor consumo másico de aire se reitera para la menor relación de compresión RC2 seguido de la mayor relación de compresión, RC3, y el menor consumo másico se da con la relación de compresión original, RC1.

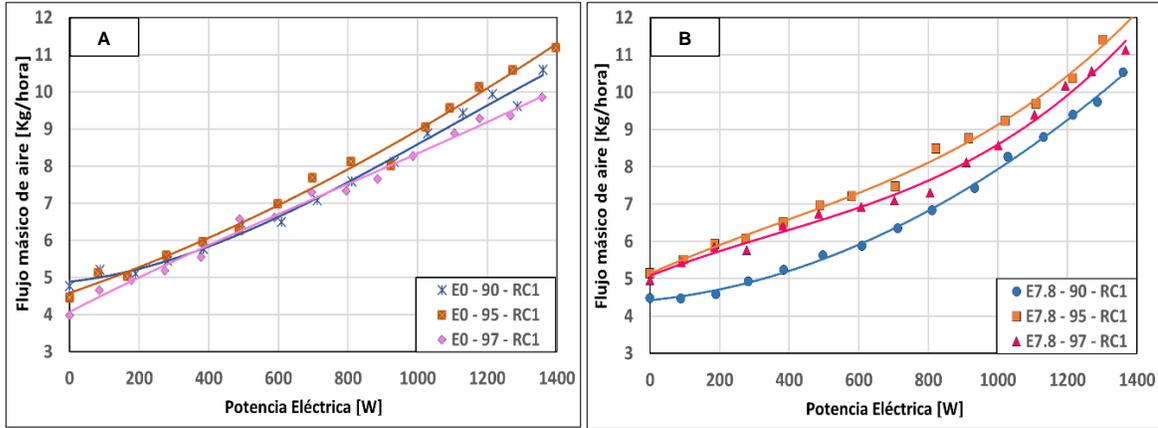


Figura 4.10 - Consumo de aire vs. pot. eléctrica para distintos combustibles y octanajes.

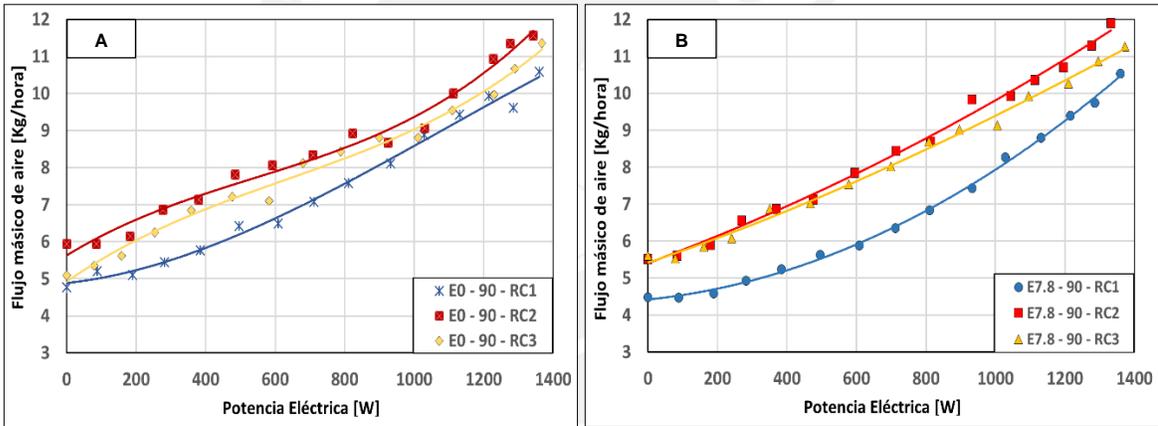


Figura 4.11 - Consumo de aire vs. pot. eléctrica para distintas RC usando E0-90 y E7.8-90.

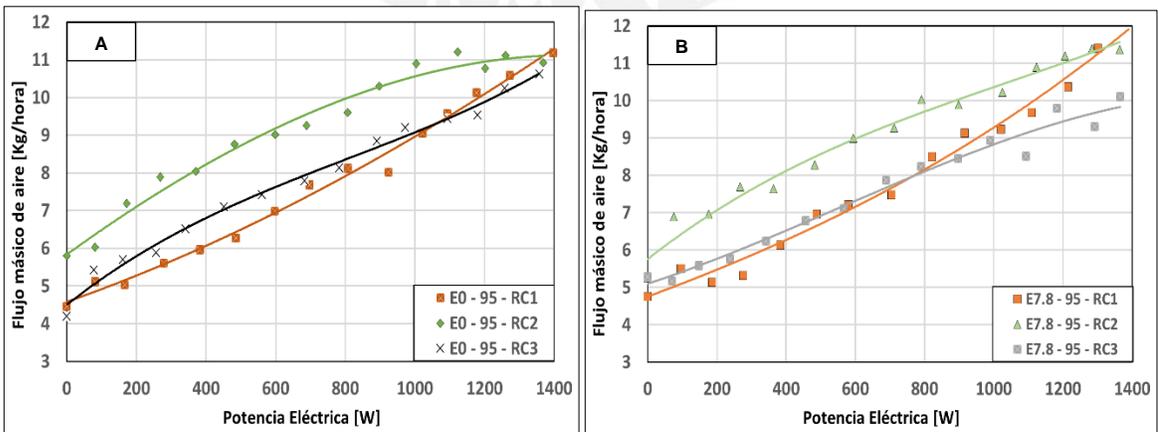


Figura 4.12 - Consumo de aire vs. pot. eléctrica para distintas RC usando E0-95 y E7.8-95.

Finalmente, para evaluar la capacidad de llenado de aire del motor, se analizó el rendimiento volumétrico por medio de las Figuras 4.13 al 4.15. Este rendimiento es la relación entre el consumo real de carga fresca admitida por el motor y el consumo teórico que se alcanzaría en condiciones de referencia (ver ecuación 3.17). Por otro lado, la masa de aire de referencia es directamente proporcional a la densidad del aire admitido, la cilindrada y las rpm del motor. En nuestro caso, la cilindrada y las rpm se mantuvieron constantes; pero la densidad varió de acuerdo a la temperatura del ambiente (durante el desarrollo de las pruebas esta varió entre 21 y 28 °C).

En términos generales, se tiene un mayor rendimiento volumétrico para generar una mayor potencia eléctrica. El rendimiento volumétrico se ve directamente afectado por el consumo másico de aire (Figuras 4.10 a 4.12), debido a que cuando se consume mayor aire seco se tuvo un mejor llenado del cilindro y la magnitud de esta se aproxima, en mayor medida, a la masa de aire de referencia requerida; entonces, se obtendría un mayor rendimiento volumétrico.

El uso de E7.8-90 para la relación de compresión original RC1 muestra ligeramente un mayor rendimiento volumétrico (Figura 4.13 B) en comparación con el uso de E0-90 (Figura 4.13 A). Sin embargo, no evidencian diferencias significativas de rendimiento volumétrico para distintos niveles de octanaje usando gasolinas, lo cual era de esperarse; pero usando gasoholes, se muestra algunas diferencias que no deberían resultar significativas, ya que no se tiene alguna relación entre el rendimiento volumétrico del motor y el nivel de octanaje del combustible.

Por otra parte, con el uso de combustibles de 90, mostrados en la Figura 4.14, el mayor rendimiento volumétrico se obtuvo para RC2, seguido de RC3 y RC1. Posiblemente exista algún error durante la medición, ya que el RC3 debería tener el menor rendimiento volumétrico para tener concordancia con los resultados del menor valor del consumo de aire calculado (ver Figura 4.12 B). Asimismo, en los resultados de la Figura 4.15 B para el combustibles de 95 se reitera el mayor rendimiento volumétrico para RC2; sin embargo, a alta carga a partir de aproximadamente 800 W y RC3, se tiene una tendencia de disminuir el rendimiento volumétrico, siendo incluso menor que en el caso de RC1.

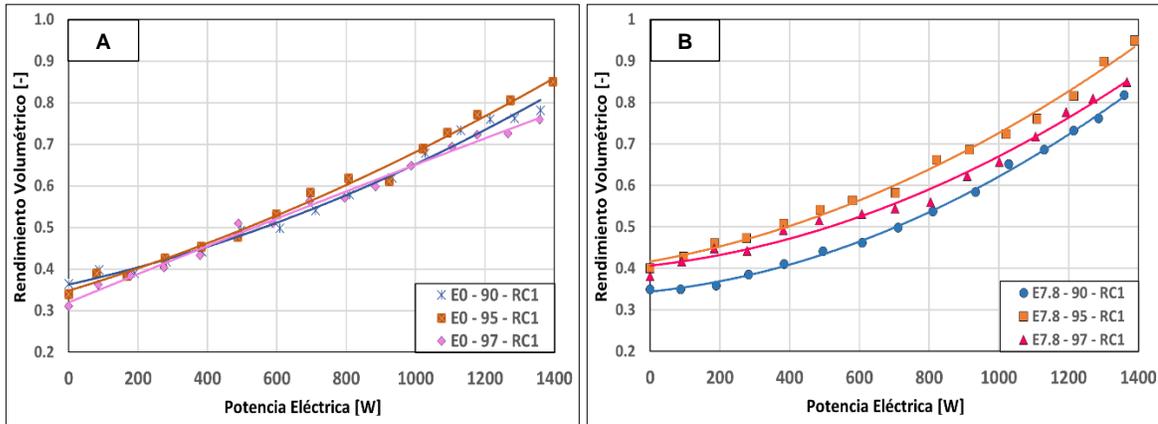


Figura 4.13 - Rend. Volumétrico vs. pot. eléctrica con distintos combustibles y octanajes.

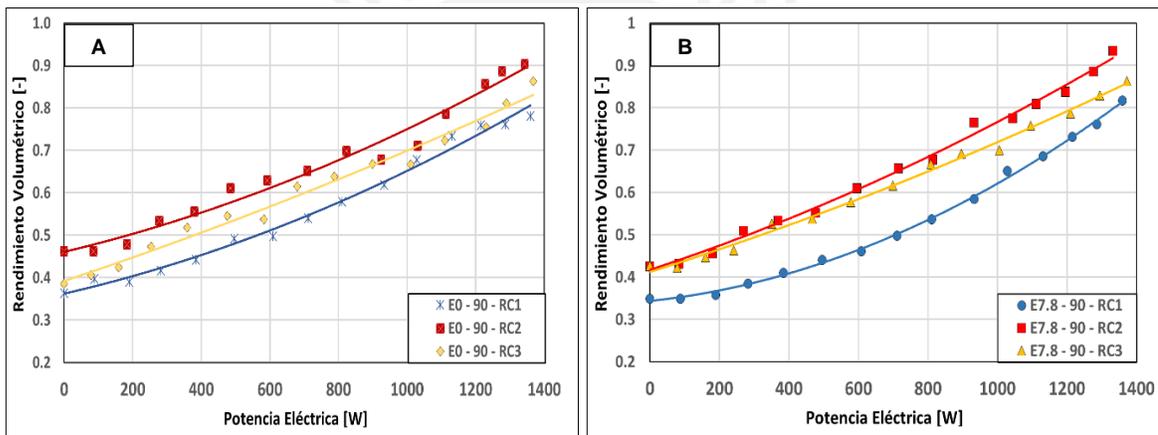


Figura 4.14 - Rend. Volumétrico vs. pot. eléctrica para distintas RC con E0-90 y E7.8-90.

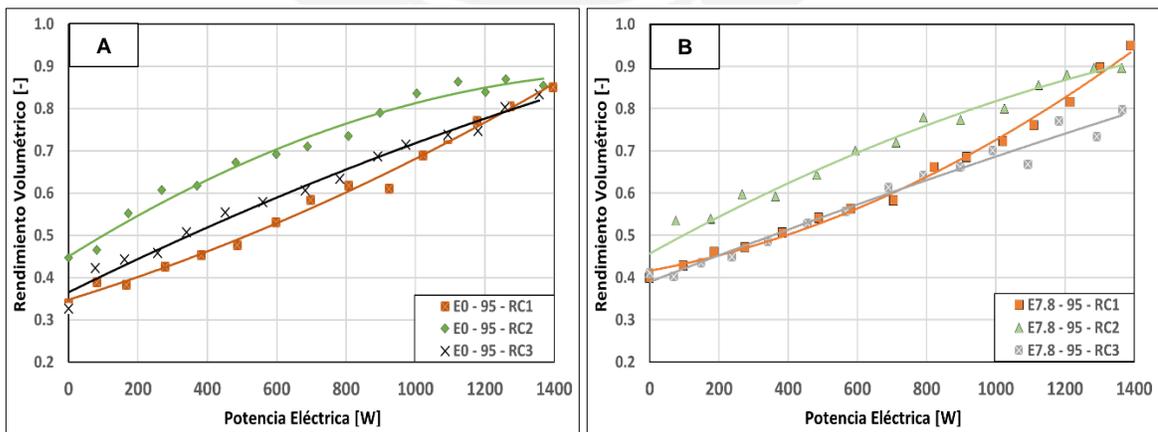


Figura 4.15 - Rend. Volumétrico vs. pot. eléctrica para distintas RC con E0-95 y E7.8-95.

Adicionalmente, para evaluar el nivel de vibración asociado al funcionamiento del motor se muestran las señales eléctricas en las Figuras 4.16 a 4.21. Donde se varió la relación de compresión para 1000 Watts de potencia eléctrica y el uso de gasoholes (E7.8) y gasolinas (E0) de 90 octanos en las Figuras 4.16 a 4.18 y para los combustibles de 95 octanos en las Figuras 4.19 a 4.21.

La señal producida por la vibración fue registrada usando un sensor de detonación y un osciloscopio. Adicionalmente, se presenta en cada figura la señal de alimentación eléctrica de la bujía la cual fue registrada simultáneamente a la señal de vibración. Esta señal se midió por medio de una pinza amperimétrica con conexión BNC acoplada al osciloscopio.

El osciloscopio permitió registrar 2500 valores en un periodo total de 50 ms. Este periodo fue configurado de acuerdo a nuestro requerimiento; ya que, la velocidad media de 3600 rpm, lo cual implica que cada ciclo de trabajo del motor (2 revoluciones) se dé en 33.33 ms. De este modo fue posible sincronizar el inicio de la energización de la bujía y la posición aproximada del fin de la etapa de expansión del pistón. En este intervalo de tiempo se evaluó la señal del sensor de detonación debido a que en ese periodo podría ocurrir algún evento de combustión anormal, provocando alteraciones en la señal medida.

En estas figuras se muestra el fin de la etapa de la etapa de expansión del motor, considerando como máximo 190° posterior a la chispa de la bujía. En efecto, el proceso de combustión se encuentra entre estas 2 referencias. En cada una de las Figuras 4.16 a 4.21 se observa que fuera del intervalo de estudio (IE) estas señales corresponderían a los flujos de admisión y escape, principalmente, y al el cambio de sentido del movimiento alternativo del pistón en los puntos muertos (PMI y PMS). De igual modo, no podría desconsiderarse el ruido provocado por la falta de sujeción del grupo electrógeno y la inestabilidad en mantener el régimen de giro, lo cual es constatado en los resultados (ver IT).

De modo general, se aprecia evidencias abruptas en la señal de detonación durante el IE, al variar la RC, octanaje y combustible.

Para RC1 se aprecia las mínimas magnitudes de vibración en el IE y no se muestra considerables diferencias para las distintas mezclas, incluso los distintos niveles de octanaje (véase Figura 4.16 y 4.17).

Sin embargo para RC2 (Figura 4.17 y 4.20), usando ambos niveles de octanaje de combustible y ambas mezclas (E0 y E7.8), precisamente, se relaciona el proceso de combustión con los índices máximos de vibración que se encuentra entre las referencias. Análogo comportamiento se aprecia para RC3 (Figura 4.18 y 4.21).

Por ejemplo, para E0-95, las máximas amplitud de la señal de detonación con RC1, RC2 y RC3 fueron $\pm 6A$, $\pm 12A$ y $\pm 11A$ respectivamente. En el caso del E7.8-95, fueron $\pm 7A$, $\pm 12A$ y $\pm 15A$ respectivamente.

De modo general, los picos máximos se asocian con el instante de máxima presión del interior de la cámara de combustión. Además se puede notar que en la segunda combustión de cada figura que estas no son exactamente iguales; esto era de esperarse ya que pese a que se tengan las mismas condiciones de operación del motor, cada nuevo proceso de combustión es diferente al anterior.

En referencia a la variación del nivel de octanaje de los combustibles entre 90 y 95 se puede apreciar un ligero menor nivel de vibración cuando el motor opera con combustibles de 95 octanos; es decir, se tendría menores presiones en la cámara de combustión.

Aquí es importante mencionar que para un análisis más detallado debería considerarse las diferentes rpm de un ciclo de trabajo y un mayor número de muestras por cada punto de operación con la finalidad de confirmar las tendencias obtenidas.

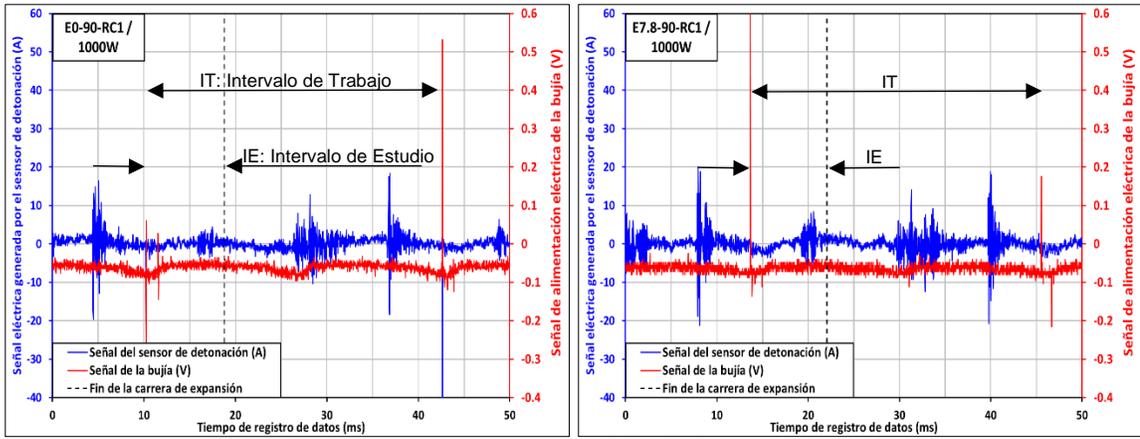


Figura 4.16 - Señal del sensor de detonación para RC1 y 1000W con E0-90 y E7.8-90.

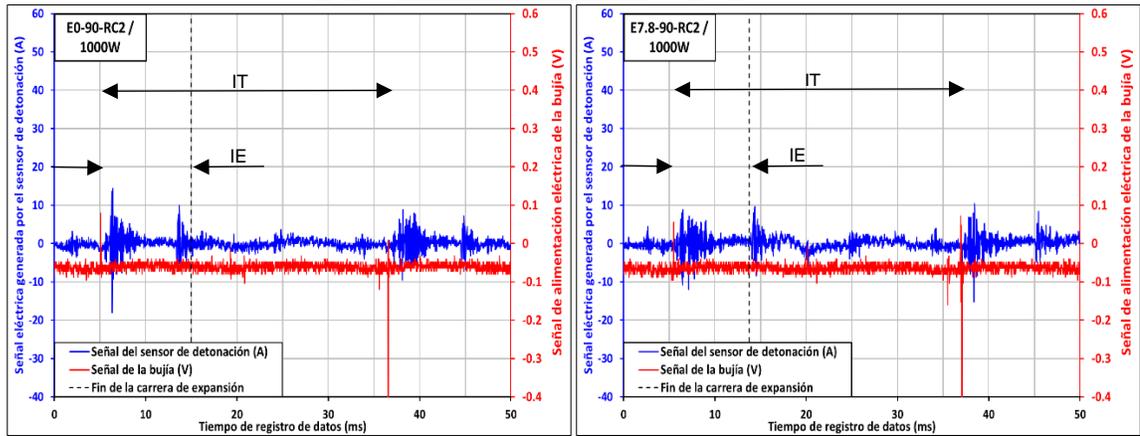


Figura 4.17 - Señal del sensor de detonación para RC2 y 1000W con E0-90 y E7.8-90.

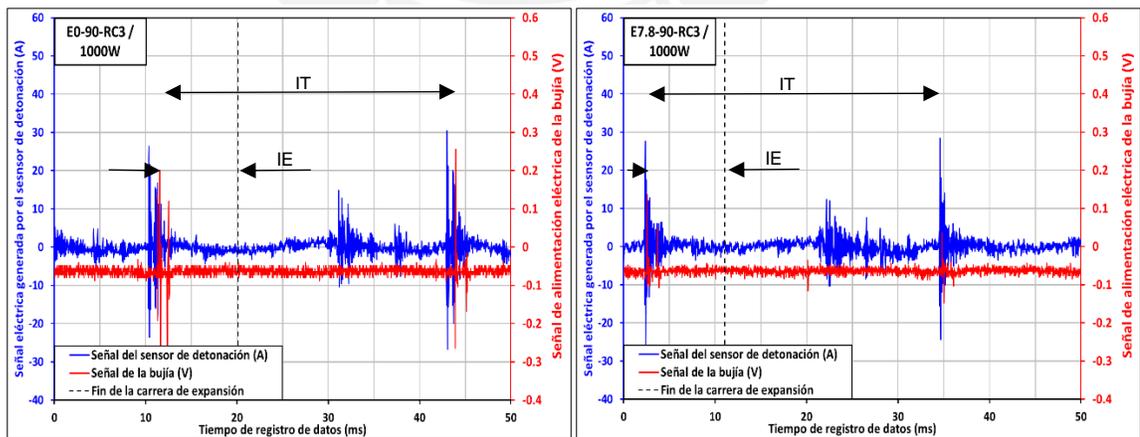


Figura 4.18 - Señal del sensor de detonación para RC3 y 1000W con E0-90 y E7.8-90.

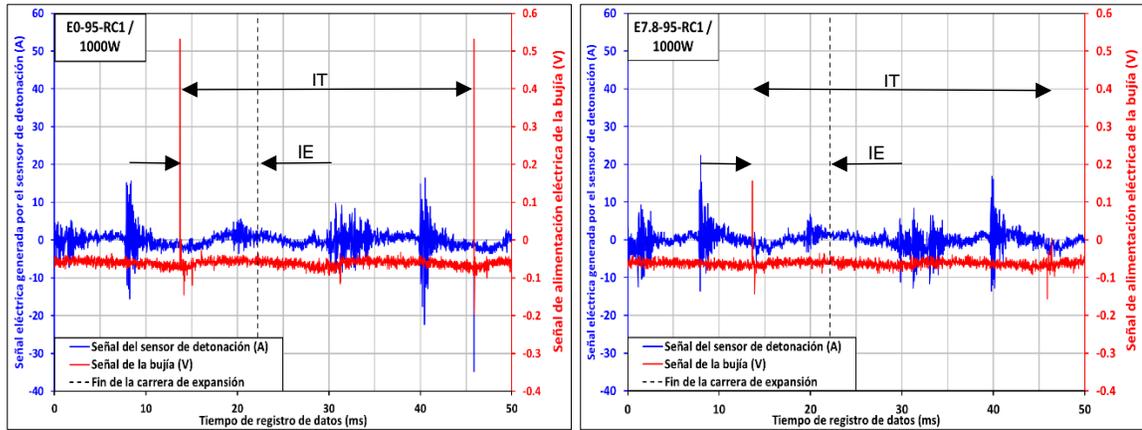


Figura 4.19 - Señal del sensor de detonación para RC1 y 1000W con E0-95 y E7.8-95.

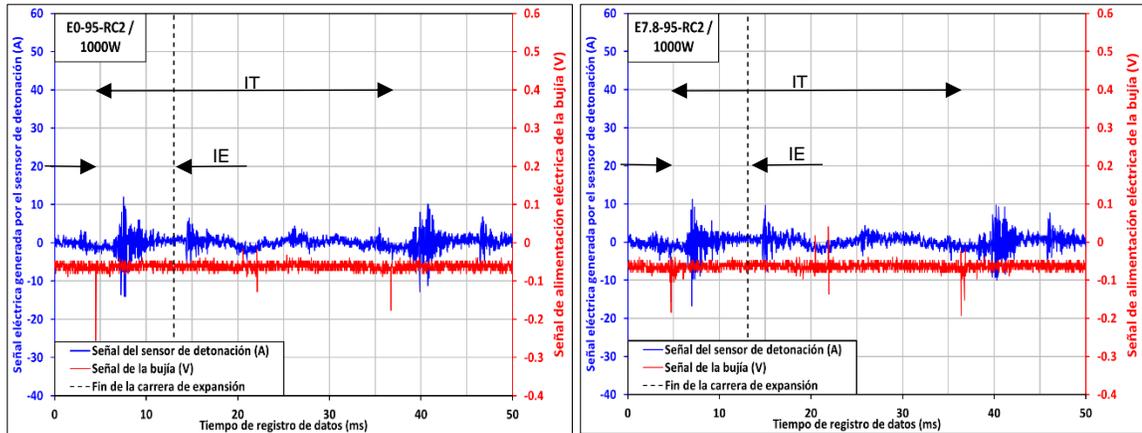


Figura 4.20 - Señal del sensor de detonación para RC2 y 1000W con E0-95 y E7.8-95.

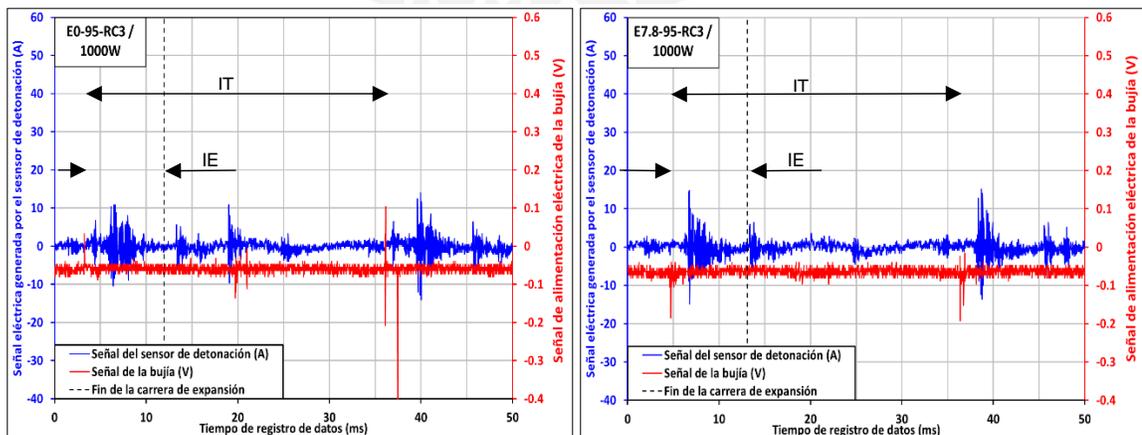


Figura 4.21 - Señal del sensor de detonación para RC3 y 1000W con E0-95 y E7.8-95.

Los resultados de emisiones de monóxido de carbono (CO) se presentan en las Figuras 4.16 a 4.18. Este gas contaminante regulado, es una especie intermedia en la combustión; ya que, posteriormente se oxida y forma dióxido de carbono. Como se trata de una oxidación incompleta, depende fuertemente del dosado relativo (equivalente a la inversa del factor lambda); es decir, depende de la relación combustible/aire. Por ello, para un dosado relativo que incrementa progresivamente su valor desde 1 a más (exceso de combustible), sus emisiones de CO aumentarán exponencialmente [34].

Las cantidades de monóxido de carbono, en términos generales, aumentaron notablemente hasta media carga; en alta carga la tendencia fue mantenerse o incluso disminuir pero en cantidades menores. Este efecto coincide precisamente con la reducción del factor lambda, de menor a mayor carga (ver Figuras 4.7 a 4.10); ya que al reducir este factor, el dosado relativo aumenta (de 1 a más) y la mayor riqueza del combustible genera mayores emisiones de CO.

Los gasoholes tienen etanol que posee mayor oxígeno en su composición; por lo tanto, en el proceso de combustión, habrá mayor oxígeno para quemar el combustible lo cual implica que se tenga una combustión más completa y se reduce los niveles de monóxido de carbono [34]. Precisamente, este efecto se aprecia al comparar las Figuras A (E0) y B (E7.8) de 4.16 a 4.18.

En la Figura 4.17 se muestra los resultados empleando combustibles de 90 octanos, donde no se notó una jerarquía clara para distintas relaciones de compresión. Esto coincide con los resultados del factor lambda (Figura 4.8). Por otro lado, para los combustibles de 95 octanos (Figura 4.18), se nota una ligera mayor emisión de CO con RC2, seguida de RC1 y RC3. Este resultado era de esperarse, ya que con la menor relación de compresión (RC2) disminuye los niveles de temperatura dentro del cilindro, lo cual afectaran el proceso de reacción del carbono del combustible. Análogo comportamiento se obtuvo para los combustibles de 97 octanos, mostrados en la Figura 3.6 del Anexo 3.

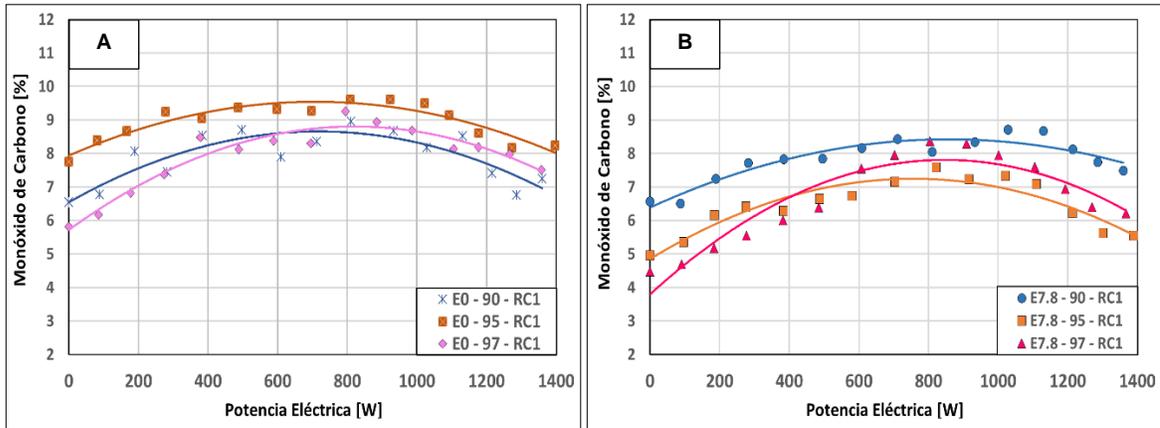


Figura 4.22 - CO vs. potencia. eléctrica para distintos combustibles y octanajes.

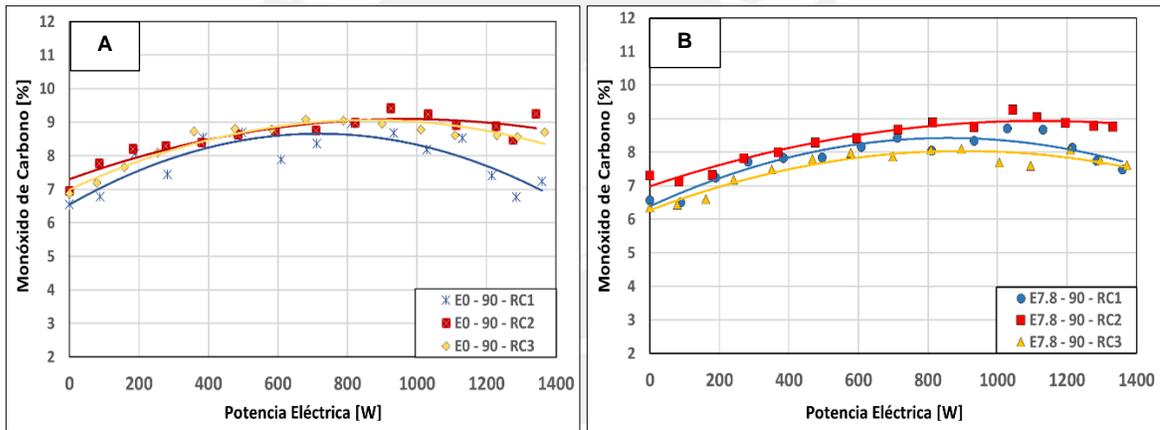


Figura 4.23 - CO vs. potencia. eléctrica para distintas RC usando E0-90 y E7.8-90.

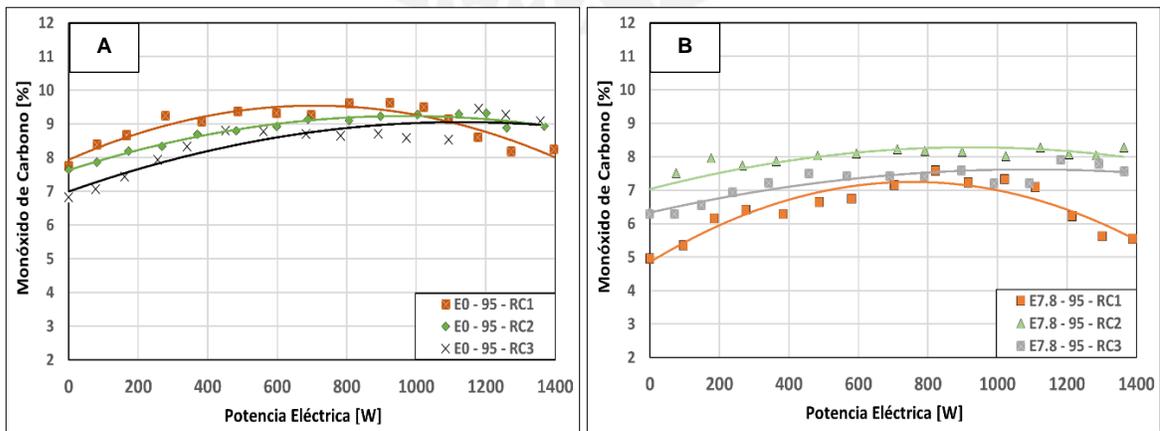


Figura 4.24 - CO vs. potencia. eléctrica para distintas RC usando E0-95 y E7.8-95.

Otro gas evaluado fue el dióxido de carbono y sus resultados se presentan en las Figuras 4.19 a 4.21. Como se mencionó anteriormente, el CO_2 es el producto de la oxidación del CO; por tanto, una mayor emisión de CO_2 es un indicador de una combustión más completa. En términos generales se puede apreciar un comportamiento inverso a las emisiones de CO (Figuras 4.16 a 4.18), lo cual era de esperarse.

La Figura 4.19 muestra los efectos cuando se varía el octanaje y se reitera que no existen diferencias notables para sus distintos niveles, según lo esperado.

Por otro lado, al variar la relación de compresión usando combustibles de 90 octanos, mostrada en la Figura 4.20, se obtuvo diferencias mínimas de emisión de CO_2 . Posiblemente, esto se deba a la incertidumbre en los valores de CO_2 medidos. Además, no existe diferencia significativa entre los resultados con gasolinas (E0) y gasoholes (E7.8).

Asimismo, la Figura 4.21 muestra los resultados de CO_2 usando combustibles de 95 octanos, donde se obtuvo tendencias muy parecidas a la anterior (usando 90 octanos); sin embargo, se observa, como detalle, que en alta carga las emisiones de CO_2 son aproximadamente iguales para las 3 relaciones de compresión consideradas. Por ejemplo, para 1000 Watts de potencia eléctrica con RC2, RC1 y RC3 usando E0-95 se obtuvo emisiones de 6.65%, 6.70% y 7.05% respectivamente y usando E7.8 se obtuvo 7.6%, 7.96% y 7.75%.

Adicionalmente, los resultados con combustibles de 97 octanos, mostrados en la Figura 3.7, Anexo 3, reiteran tendencias muy parecidas a 90 y 95 octanos, no existiendo una clara diferencia cuando se usan distintas relaciones de compresión, sobre todo en altas cargas.

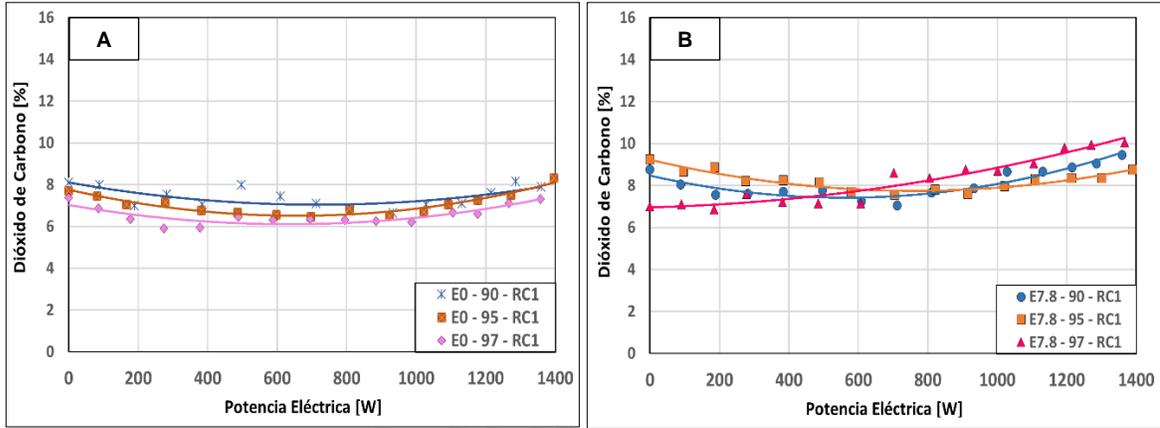


Figura 4.25 - CO₂ vs. potencia. eléctrica para distintos combustibles y octanajes.

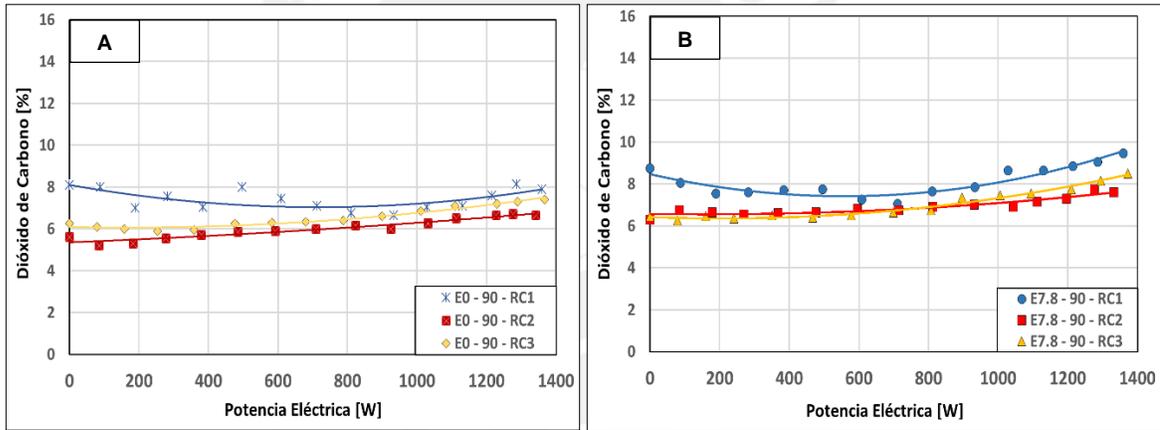


Figura 4.26 - CO₂ vs. potencia. eléctrica para distintas RC usando E0-90 y E7.8-90.

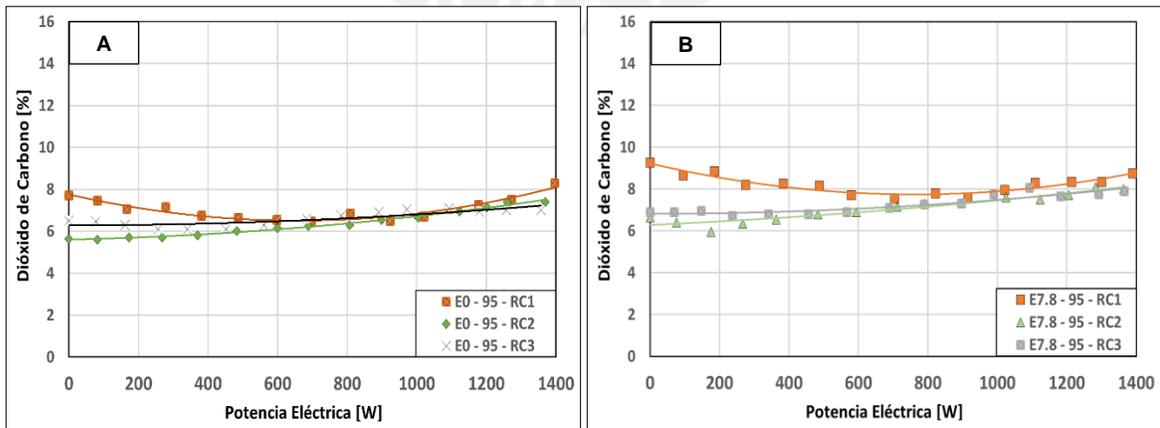
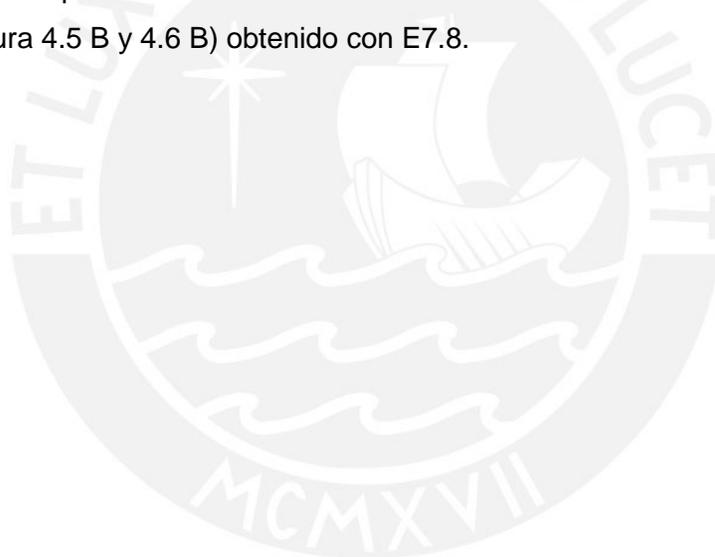


Figura 4.27 - CO₂ vs. potencia. eléctrica para distintas RC usando E0-95 y E7.8-95.

Finalmente, se evaluaron las emisiones de hidrocarburos no quemados y se muestran en las Figura 4.22 a 4.24. Estas emisiones se deben a una combustión incompleta; es decir un mal control del dosado que puede ser rico, pobre o inestable [34]. Para evitar las altas emisiones se busca un dosado relativo igual a 1 [19]. Sin embargo, los resultados presentaron un aumento del dosado relativo conforme se incrementaba la carga y, por tanto, se tiene una tendencia del HC similar a las emisiones de CO.

Análogamente, las emisiones de hidrocarburos no quemados se redujeron para los gasoholes; ya que, la combustión con mayor oxígeno será más completa; en efecto, se quema en mayor medida el combustible; por consiguiente, se obtiene menores hidrocarburos no quemados. Este resultado es coherente con los mejores rendimientos efectivos (Figura 4.5 B y 4.6 B) obtenido con E7.8.



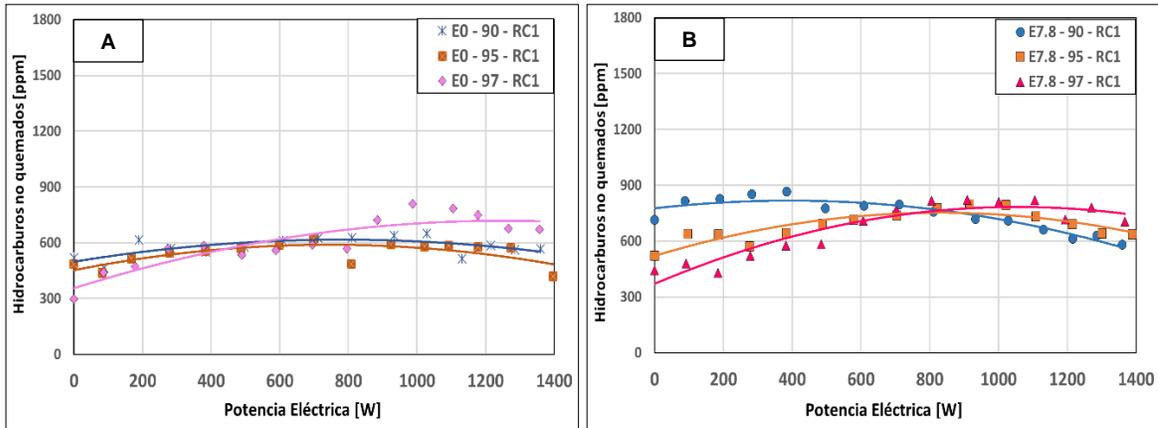


Figura 4.28 - HC vs. potencia. eléctrica para distintos combustibles y octanajes.

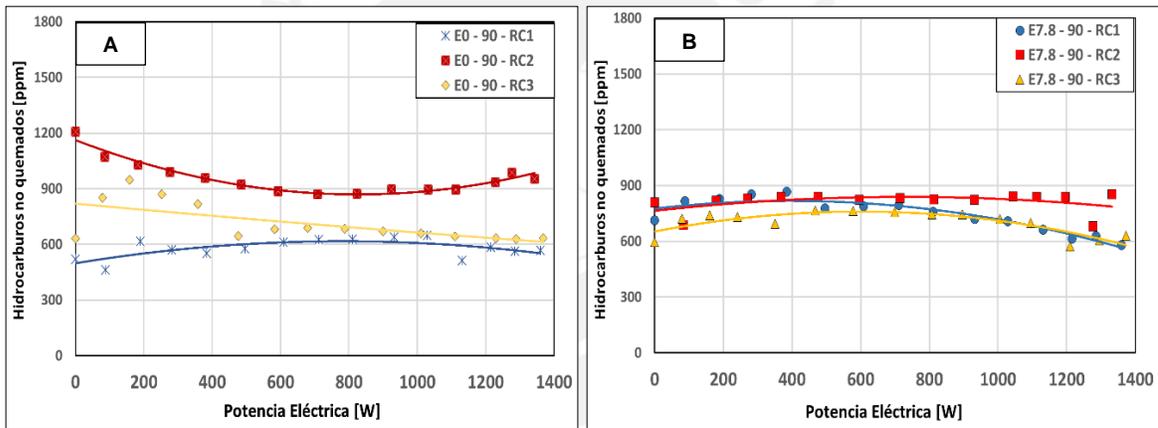


Figura 4.29 - HC vs. potencia. eléctrica para distintas RC usando E0-90 y E7.8-90.

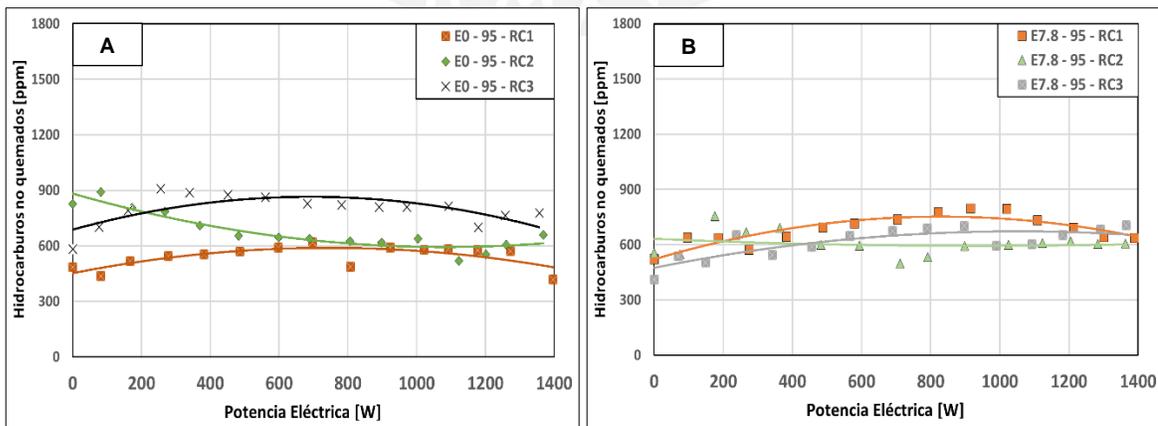


Figura 4.30 - HC vs. potencia. eléctrica para distintas RC usando E0-95 y E7.8-95.

CONCLUSIONES

En el presente estudio se realizó la evaluación de los efectos del octanaje y del contenido de etanol de la gasolina comercial sobre el comportamiento de un motor mono-cilíndrico de encendido por chispa de 1.5 kW.

Se utilizaron 3 gasolinas comerciales (gasohol, E7.8) diferenciados por el índice de octano: gasohol 90 plus, gasohol 95 plus y gasohol 97 plus. Posteriormente, mediante un proceso de destilación implementado fue separado, de la mitad del volumen de estos combustibles, su respectivo contenido de etanol. Con ello, se obtuvieron, en total, 6 muestras de combustibles: 3 E7.8 y 3 E0.

Por otro lado, con la finalidad de considerar algunas posibles configuraciones geométricas del motor se variaron las dimensiones de la cámara de combustión; obteniéndose 3 relaciones de compresión: RC1 (10.1: 1, valor original), RC2 (8.4: 1) y RC3 (11.5: 1).

Respecto al comportamiento del motor, en términos de desempeño y nivel de vibración asociado al funcionamiento se concluye lo siguiente:

- El consumo de combustible no mostró diferencia significativa entre los 3 gasoholes (E7.8) y 3 gasolinas (E0). Pero, con la menor y mayor relación de compresión del motor existió, respectivamente, un consecuente aumento y disminución del consumo. Este efecto fue más notable con RC3, en altas cargas del motor, y al usar combustibles de 95 octanos.
- El rendimiento efectivo del motor se incrementó conforme se aumentó la carga. En general, entre los E7.8 y E0 no hubo diferencias notables; menos aún, al aumentar el nivel de octanaje y manteniendo RC1. Además, para los combustibles de 95 octanos, los mayores rendimientos efectivos se obtuvieron para RC3 seguido de RC1 y RC2. Posiblemente, en estas condiciones (95 octanos y RC3) se esté aprovechando mejor los beneficios antidetonantes de este combustible, a diferencia de los combustibles de 97 octanos, que no mostraron beneficios, incluso cuando se utilizó RC3.

- El factor lambda, independiente del octanaje de un tipo de combustible y de la relación de compresión, disminuyó conforme se incrementó la carga impuesta al motor. Por lo general, el motor está regulado para funcionar con mezclas ricas en combustible (factor lambda menor que uno). No se obtuvo diferencias sobresalientes entre el uso de los E7.8 y E0. Con respecto al efecto de la relación de compresión, con RC3 ocurrió los mayores valores de lambda, seguido de RC1 y RC2; esto se debió al menor consumo de combustible obtenido con esta relación de compresión. Sin embargo, para este motor, estas diferencias se hacen más notorias usando gasolinas de 95 octanos.
- El consumo de aire calculado se incrementó a la medida que se aumentó la potencia eléctrica generada. Las diferencias fueron mínimas entre los combustibles E0 y E7.8. Conforme se disminuyó la relación de compresión, el consumo de aire también aumentó. Para los distintos niveles de octanaje, la RC2 consumió una mayor masa de aire, debido a que al consumir más combustible (para recuperar su potencia) requirió más cantidad de aire para desarrollar su proceso de combustión; pero, cuando el motor trabajó con RC3 y combustibles de 95 octanos se destacó el menor consumo de aire en alta carga.
- El rendimiento volumétrico guardó estrecha relación con los resultados del consumo de aire. Por lo tanto, no hubo diferencia notable entre E0 y E7.8. Se reiteró para RC2 los mayores rendimientos volumétricos, seguido de la RC1 y RC3. Además el nivel de octanaje no influyó significativamente en la capacidad de llenado de aire en el cilindro del motor.
- Se logró registrar la vibración del funcionamiento del motor e identificar la señal asociado al proceso de combustión, cuando el motor operaba a 1000 Watts de potencia eléctrica. De modo general, se apreció un ligero menor nivel del vibración cuando el motor operó con combustibles de 95 octanos, en comparación con los combustibles de 90 octanos. Adicionalmente, no se identificó notable diferencia a nivel de vibración entre la gasolina (E0) y el gasohol (E7.8) para los distintos niveles de octanaje.

En lo que respecta a las emisiones de los gases de escape del motor, se puede concluir lo siguiente:

- Debido al mayor contenido de oxígeno en los E7.8 se tiene una combustión más completa y se reducen las emisiones de CO. Además, no se notó significativas diferencias para los combustibles de 90 octanos, cuando se varió la relación de compresión; sin embargo, para los combustibles de 95 octanos, se obtuvo una ligera mayor emisión de CO con RC2, seguido de RC1 y RC3. Análogo comportamiento se obtuvo para los combustibles de 97 octanos.
- Las emisiones de dióxido de carbono fueron ligeramente superiores usando gasoholes E7.8 que gasolinas E0. Esto era de esperarse debido a su contenido de etanol en su composición; ya que, en el proceso de combustión, habrá mayor oxígeno para quemar el combustible lo cual implica que se tenga una combustión más completa; por lo tanto, mayor cantidad de CO₂. La variación de la relación de compresión significó ligera diferencia, siendo RC3 la de mayor emisión de CO₂, seguida de RC2 y RC1. El mayor valor de CO₂ con RC3 fue coherente con las menores emisiones de CO y mayores rendimientos efectivos del motor. Por otro lado, el nivel de octanaje no involucró diferencias considerables entre los porcentajes medidos de CO₂.
- Se redujeron las emisiones de HC para los gasoholes E7.8 en comparación con las gasolinas E0. Se obtuvo diferencias ligeramente sustanciales al variar la relación de compresión, siendo RC3 la de menor emisión para E7.8-95 seguido de RC1 y RC2. Este resultado fue coherente con las menores emisiones de CO, altas emisiones de CO₂ y mayor rendimiento efectivo. Adicionalmente, el nivel de octanaje no significó considerable impacto para la emisión de este gas.

Por lo expuesto, un compromiso entre buen desempeño y bajas emisiones del motor monocilíndrico de encendido por chispa utilizado en este estudio sería optar por el uso de E7.8 plus de 95 octanos aumentando la relación de compresión original, de 10.1: 1 (RC1) a 11.5: 1 (RC3).

RECOMENDACIONES

- Para tener mejor muestra en los resultados, sería recomendable usar un sistema con mejor precisión para medir el consumo de combustible; ya que, el motor monocilíndrico ensayado consume pequeñas cantidades de combustible y resultaría significativo tener las mínimas variaciones en esta medición.
- Obtener directamente el flujo de aire consumido por el motor sería recomendable. Esta medición junta con el consumo de combustible permitiría verificar el factor lambda, medido en el escape.
- Para mayor precisión, hacer un registro del régimen de giro del motor. Asimismo, el voltaje de salida del generador y la temperatura de los gases de escape.
- Se recomienda implementar un banco de pruebas que permita variar la relación de compresión para fines académicos; lo cual significaría tener condiciones distintas sin desmontar el motor. Esto evitaría alguna alteración en las calibraciones de los balancines que controlan el cierre y apertura de las válvulas de admisión y escape.
- Se recomienda hacer estudios sobre la variación del nivel de octanaje empleando motores electrónicos multi-cilíndricos (aplicación automotriz), los cuales poseen sistemas de post tratamiento de gases (catalizadores).
- Desarrollar un análisis Espectral de frecuencia usando Matlab a las señales del sensor de detonación y a las señales de alimentación eléctrica de la bujía.
- Se recomienda desarrollar estudios sobre la capacidad termodinámicas y mecánicas de materiales empleados en las cámaras de combustión de los motores. De este modo, se podría considerar estos límites de los materiales al variar la relación de compresión del motor.
- Resultaría favorable contar con equipos que midan las principales propiedades físico-químicas de los combustibles. Ello permitiría explicar algunos efectos presentes en los resultados.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

[1] MINISTERIO DE ENERGÍA Y MINAS

2014 Plan Energético Nacional 2014-2025. Ministerio de Energía y Minas.
Consulta: 12 de setiembre de 2015.

<<http://www.minem.gob.pe/minem/archivos/file/institucional/publicaciones/InformePlanEnerg%C3%ADa2025-%20281114.pdf>>

[2] MINISTERIO DE COMERCIO EXTERIOR Y TURISMO

2013 Perfil del Mercado y Competitividad Exportadora de Etanol. MINCETUR.
Consulta: 5 de octubre de 2015.

<<http://www.mincetur.gob.pe/comercio/otros/penx/pdfs/Etanol.pdf>>

[3] CASQUERO ARANDA César

2011 Especificaciones Técnicas y Beneficios del Gasohol. Osinergmín. Consulta:
12 de enero de 2016.

<<http://www.osinergmin.gob.pe/newweb/uploads/Publico/II%20FORO%20DE%20HIDROCARBUROS%20REGION%20PUNO/7.Presentacion%20Gasohol%20%20UE%20-%20Diciembre%202011.pdf>>

[4] ORGANISMO SUPERVISOR DE LA INVERSIÓN EN ENERGÍA Y MINERÍA

2016 Fuente de datos SCOP, SPIC. Consulta: 5 de Mayo de 2016
<http://www.osinergmin.gob.pe/seccion/centro_documental/hidrocarburos/SCOP/SOPDOCS/2016/01%20Demanda%20Nacional%20de%20Combustibles%20Liquidos%20Febrero%202016.pdf>

[5] CONSTANZA VALDES

2011 “Brazil’s Ethanol Industry: Looking Forward”. Consulta: 21 de setiembre.
Consulta: 6 de agosto de 2015.

<<http://www.ers.usda.gov/media/126865/bio02.pdf>>

[6] ROMERO GARCÍA Helena Y ETTER CALDERON Laura

2012 Evaluación de la política de Biocombustibles en Colombia. Consulta: 26 de octubre de 2016.

<<http://www.fedesarrollo.org.co/wp-content/uploads/2011/08/Evaluaci%C3%B3n-de-la-pol%C3%ADtica-de-Biocombustibles-en-Colombia.pdf>>

[7] ANDERSON, J.E. DICICCO, D.M. GINDER J.M. KRAMER U. LEONE, T.G. RANEY-PABLO H.E. WALLINGTON T.J.

2012 “High octane number ethanol–gasoline blends: Quantifying the potential benefits in the United States”. *Fuel*. 97, 585-594, July 2012. ISSN: 00162361.

[8] RANKOVIC Nikola, BOURHIS Guillaume, LOOS Melanie, DAUPLIN Roland

2015 “Understanding octane number evolution for enabling alternative low RO refinery streams and octane boosters as transportation fuels”. *Fuel*. July 2015 150, 41-47. ISSN: 0016-2361

[9] MATOS SALINAS, Pablo José.

2002 Detección de Adulteraciones de Combustibles de uso en el Parque Automotor Peruano. Tesis de Licenciatura de Ingeniero Químico. Lima: Universidad Nacional Mayor de San Marcos. Consulta: 5 de marzo de 2016.
<http://sisbib.unmsm.edu.pe/bibvirtual/tesis/ingenie/matos_sp/contenido.htm>

[10] ICCT. THE INTERNATIONAL COUNCIL ON CLEAN TRANSPORTATION.

2011 Introducción a la Refinación del Petróleo y Producción de Gasolina y Diesel con Contenido Ultra Bajo de Azufre. Consulta: 27 de mayo de 2016.

<http://www.theicct.org/sites/default/files/ICCT_RefiningTutorial_Spanish.pdf>

[11] TORRES Jaime, MOLINA Daniel, PINTO Carlos y RUEDA Fernando.

2002 Estudio de la mezcla de gasolina con 10% de etanol anhídrido. Evaluación de propiedades fisicoquímicas. Consulta: 5 de marzo de 2016.

http://www.scielo.org.co/scielo.php?pid=S012253832002000100007&script=sci_arttext

[12] AMANQUI RODRIGUEZ María Elena y AGUILAR ALCOSER José Luis

- 2011** “Estudio Técnico-Económico de Pre-factibilidad de un Proceso de Transformación Para el Incremento de Octanaje de Gasolinas en Refinerías de la Selva del Perú”. Tesis de Licenciatura de Ingeniero Químico. Lima: Universidad Nacional de Ingeniería. Consulta 12 de marzo de 2016.
<http://cybertesis.uni.edu.pe/bitstream/uni/1021/1/amanqui_rm.pdf>

[13] CERPA Manuel

- 2013** Producción del etanol anhidrido como aditivo para la gasolina a partir de la caña de azúcar de la región de río Huallaga. Universidad de Valladolid. Facultad de Ciencias. Consulta: 14 de abril de 2016.
<http://www.ciiq.org/varios/peru_2005/Trabajos/IV/2/4.2.01.pdf>

[14] BELLIDO DÍEZ Carolina

- 2013** Obtención de Bioetanol 2G a partir de Hidrolizados de Paja de Trigo. Fermentación Conjunta de los Pente y Hexa Carbohidratos con *PICHLIA STIPITIS*. Tesis Doctoral. Universidad de Valladolid. Escuela de Ingenierías Industriales. Consulta 22 de abril de 2016.
<<https://uvadoc.uva.es/bitstream/10324/4556/1/TESIS501-140301.pdf>>

[15] JESUS FERNANDEZ, HUGU LUCAS Y MERCEDES BALLESTEROS.

- 2013** Energías Renovables para todos, biocarburantes. Consulta: 2 de mayo de 2016.
<<http://www.fenercom.com/pdf/publicaciones/cuadernos-energias-renovables-para-todos-biocarburantes.pdf>>

[16] TIPIAN, Giancarlo

- 2015** Análisis experimental del uso de mezclas etanol-gasolina en motores de encendido por chispa. Tesis de licenciatura en Ciencias e Ingeniería con

mención en Ingeniería Mecánica. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, Facultad de Ciencias e Ingeniería.

Consulta: 20 de marzo de 2016.

<<http://tesis.pucp.edu.pe/repositorio/handle/123456789/6163>>

[17] GAUTAM KALGHATGI

2014 Fuel/Engine Interactions. SAE International.

[18] RICHARDS Paul

2010 *Automotive Fuels Reference Book*. SAE International.

[19] CUISANO Julio César

2014 Guía de clases del curso Motores de combustión interna. Facultad de Ciencias e Ingeniería. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú.

[20] ANDRÉS MELGAR BACHILLER.

2013 Motores térmicos. Motores de combustión interna alternativos. Introducción. Elementos constructivos. Clasificación. Guía de clases Universidad de Valladolid. Escuela de Ingeniería Industriales. Consulta: 20 de mayo de 2016.

<<http://docplayer.es/16301976-Introduccion-a-los-motores-de-combustion-interna-alternativos.html>>

[21] BOSCH. 6 008 TE4 035

2008 Sistemas de encendido. Información de funcionamiento y mantenimiento. Información Técnica- Comercial. Consulta: 2 de abril de 2016.

<<https://www.scribd.com/doc/293125750/Manual-Sistemas-Encendido-Bosch-Funcionamiento-Mantenimiento-Electronica-Generador>>

[22] ZHEN Xudong, WANG Yang, SHUAIQING Xu; et al.

2011 The engine knock analysis – An overview. *Applied Energy*. 92, 628-636, Jan. 1, 2012. ISSN: 0306-2619.

[23] SIANO D, D'AGOSTINO D.

2015 Knock Detection in SI Engines by Using the Discrete Wavelet Transform of the Engine Block Vibrational Signals. *Energy Procedia*. 81, 69th Conference of the Italian Thermal Engineering Association, ATI 2014, 673-688, Dec. 1, 2015. ISSN: 1876-6102.

[24] KORENCIAK, D; et al.

2015 Sensor for analysis of engine knock control system. *Przegląd Elektrotechniczny*. 91, 8, 73-76, Aug. 1, 2015. ISSN: 00332097.

[25] GALLONI, E.

2016 Knock-limited spark angle setting by means of statistical or dynamic pressure based methods. *Energy Conversion and Management*. 116, 11-17, May 15, 2016. ISSN: 0196-8904.

[26] YASHWANTH MS, VENUGOPAL T y RAMESH A.

2014 Experimental and simulation studies to determine the effective octane number in an engine fuelled with ethanol and gasoline. *International Journal of Automotive & Mechanical Engineering*. 10, 2057, July 2014. ISSN: 22298649.

[27] BINJUWAIR, S; et al.

2015 The effects of research octane number and fuel systems on the performance and emissions of a spark ignition engine: A study on Saudi Arabian RON91 and RON95 with port injection and direct injection systems. *Fuel*. 158, 351-360, Oct. 15, 2015. ISSN: 0016-2361

[28] CERRI T, D'ERRICO G y ONORATI A.

2013 Review article: Experimental investigations on high octane number gasoline formulations for internal combustion engines. *Fuel*. 111, 305-315, Sept. 1, 2013. ISSN: 0016-2361.

[29] MASUM, B; et al.

2015 Effect of alcohol–gasoline blends optimization on fuel properties, performance and emissions of a SI engine. *Journal of Cleaner Production*. 86, 230-237, Jan. 2015. ISSN: 09596526.4

[30] SAYIN, C.

2012 The impact of varying spark timing at different octane numbers on the performance and emission characteristics in a gasoline engine. *Fuel*. 97, 856-861, July 1, 2012. ISSN: 0016-2361.

[31] MOSCOSO José Alberto

2016 *Análisis experimental del uso de mezclas gasolina-butanol en un motor de encendido por chispa*. Tesis de licenciatura en Ciencias e Ingeniería con mención en Ingeniería Mecánica. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, Facultad de Ciencias e Ingeniería.
Consulta: 20 de febrero de 2016.
<<http://tesis.pucp.edu.pe/repositorio/handle/123456789/6655>>

[32] LEONE Thomas, ANDERSON James, DAVIS Richards, IQBAL Asim, REESE Ronald, SHELBY Michael y STUDZINSKI William.

2015 The Effect of Compression Ratio, Fuel Octane Rating, and Ethanol Content on Spark-Ignition Engine Efficiency. *Environmental Science & Technology* 2015 49 (18), 10778-10789 DOI: 10.1021/acs.est.5b01420

[33] BALKI, M; SAYIN, C.

2015 The effect of compression ratio on the performance, emissions and combustion of an SI (spark ignition) engine fueled with pure ethanol, methanol and unleaded gasoline. *Energy*. 71, 194-201, July 15, 2014. ISSN: 03605442.

[34] HEYWOOD Jhon B.

2000 *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill.

[35] CASTILLO Edith y Adalberto Maestanza.

2011 “Introducción a la teoría de Incertidumbres”. Material del laboratorio de Física

1. Lima, Pontificia Universidad Católica del Perú.

