

UNIVERSIDAD NACIONAL DE JAÉN

**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA Y
ELÉCTRICA**



**“RENDIMIENTO Y EMISIÓN DE GASES DE COMBUSTIÓN EN UN
MOTOR OTTO UTILIZANDO GASOHOL EN DIFERENTES
CONCENTRACIONES DE ETANOL”**

**Tesis para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico Electricista,
que presenta:**

BACH. ROBINSON LIBARY SÁNCHEZ CORONEL

Asesor: Ing. Luis Miguel Llanos Sánchez

Jaén – Perú

2019



UNIVERSIDAD NACIONAL DE JAÉN

Ley de Creación N° 29304

Universidad Licenciada con Resolución del Consejo Directivo N° 002-2018-SUNEDU/CD

ACTA DE SUSTENTACIÓN

En la ciudad de Jaén, el día 27 de JUNIO del año 2019, siendo las 16:30 horas, se reunieron los integrantes del Jurado:

Presidente: JOSE ANDRES FERNÁNDEZ MERA

Secretario: LEONARDO DAMIÁN SANDOVAL

Vocal: FREDDY ROLAND RODRIGUEZ CORDOÑEZ, para evaluar la

Sustentación de:

- () Trabajo de Investigación
() Tesis
() Trabajo de Suficiencia Profesional

Titulado:

RENDIMIENTO Y EMISIÓN DE GASES DE COMBUSTIÓN
EN UN MOTOR OTTO UTILIZANDO GASOLIN EN DIFERENTES
CONCENTRACIONES DE ETANOL

presentado por Estudiante /Egresado o Bachiller RODRIGON LIBRARY SANCHEZ CORONEL
de la Carrera Profesional de INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA de
la Universidad Nacional de Jaén.

Después de la sustentación y defensa, el Jurado acuerda:

() Aprobar () Desaprobar () Unanimidad () Mayoría

Con la siguiente mención:

- | | | |
|----------------|------------|---------------|
| a) Excelente | 18, 19, 20 | () |
| b) Muy bueno | 16, 17 | (<u>17</u>) |
| c) Bueno | 14, 15 | () |
| d) Regular | 13 | () |
| e) Desaprobado | 12 ó menos | () |

Siendo las 17:30 horas del mismo día, el Jurado concluye el acto de sustentación confirmando su participación con la suscripción de la presente.


Presidente


Secretario


Vocal

DEDICATORIA

La realización del presente trabajo implica un gran logro en esta nueva etapa de mi vida profesional, una meta más cumplida gracias al esfuerzo, dedicación y apoyo de mi entorno más cercano, debido a esto, lo dedica a:

Mi Esposa e Hija

Mi esposa Malix Coronel Soto por su apoyo y compañía continua durante este proceso, por ser la persona que se encuentra a mi lado en los buenos y malos momentos. De igual manera dedico el presente trabajo a mi motor y motivo, mi hijita Carmen Elena Sánchez Coronel, por ser la personita más especial en mi vida.

Mis Padres

Mención honrosa y resaltante para mis padres: Saúl Sánchez Rivera y Elena Coronel Pérez, por su apoyo constante e incondicional, ya que sin su vital ayuda nada de esto hubiese sido posible.

Docentes, Compañeros y Universidad

A todos los ingenieros y docentes que he tenido el gusto de conocer y especialmente a aquellos que me compartieron sus conocimientos en cada una de las clases impartidas durante estos 5 años. A mis compañeros de clases y a mi casa superior de estudios la Universidad Nacional de Jaén, por la oportunidad brindada.

AGRADECIMIENTO

Deseo expresar mis sinceros agradecimientos a todos quienes me apoyaron para hacer posible la culminación del presente trabajo de investigación:

- En primer mi lugar a mi familia, especialmente a mis padres Saul y Elena por su apoyo constante para poder desarrollarme en esta vida, como también a mi esposa Malix e hija Carmen Elena por ser ambas mi motor, y porque gracias a ellas cualquier sacrificio o esfuerzo valen la pena.
- A mi asesor, el Ing. Luis M. Llanos Sánchez, por su apoyo constante en el planeamiento, ejecución y presentación del presente trabajo de tesis.
- Al Dr. Abner Barzola Cárdenas y al Dr. Luis Lastra Espinoza, Vicepresidente académico de la CO – UNJ y Decano de la Facultad de Ingeniería Mecánica – UNI respectivamente, por las coordinaciones necesarias para la utilización del Instituto de Motores de Combustión Interna perteneciente a la FIM – UNI.
- Al Ing. Manuel Toledo Paredes, director del Instituto de Motores de Combustión Interna por las facilidades prestadas para realizar los ensayos en el departamento que él dirige.
- A los técnicos Alexander Poclin Llanca y Toby Carrasco Torres por su tremenda ayuda para realizar los ensayos experimentales de la presente tesis.

ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDO

DEDICATORIA	ii
AGRADECIMIENTO	iv
ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDO	v
ÍNDICE DE TABLAS	viii
ÍNDICE DE FIGURAS	ix
ÍNDICE DE ANEXOS	xii
RESUMEN	xiii
ABSTRACT	xiv
I. INTRODUCCIÓN	1
II. OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN	3
2.1. Objetivo General	3
2.2. Objetivos específicos.....	3
III. MARCO TEÓRICO	4
3.1. ANTECEDENTES.....	4
3.1.1. Contexto Nacional	4
3.1.2. Contexto Internacional.....	6
3.2. MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA OTTO.....	8
3.2.1. Características importantes del motor.....	10
3.2.2. Torque al Freno y Potencia	10
3.2.3. Trabajo indicado por ciclo	11
3.2.4. Eficiencia Mecánica.....	11
3.2.5. Consumo específico de combustible.....	12
3.2.6. Índice de emisiones y emisiones específicas	12
3.3. FORMAS DE ESTUDIO DE UN MOTOR	12
3.4. GASOLINA	13
3.4.1. Definición	13

3.4.2.	Materia Prima.....	13
3.4.3.	Propiedades.....	13
3.5.	ETANOL.....	15
3.5.1.	Definición.....	15
3.5.2.	Materia Prima.....	15
3.5.3.	Características medioambientales.....	15
3.6.	GASOHOL.....	16
3.7.	CARACTERIZACIÓN DE LOS COMBUSTIBLES.....	17
3.8.	COMBUSTIÓN.....	19
3.9.	ESTEQUIOMETRÍA DE LA COMBUSTIÓN.....	20
3.9.1.	Combustión Completa.....	20
3.9.2.	Combustión Incompleta.....	20
3.9.3.	Combustión Estequiométrica.....	20
3.10.	COMBUSTIÓN Y CONTAMINACIÓN AMBIENTAL.....	21
3.10.1.	Contaminación debida al Carbono.....	21
3.10.2.	Contaminación debida al Azufre.....	21
3.10.3.	Contaminación debida al Nitrógeno.....	22
IV.	MATERIALES Y MÉTODOS.....	23
4.1.	OBTENCION DEL E20 Y E25.....	23
4.1.1.	Cálculo de las cantidades necesarias para las mezclas.....	26
4.2.	METODOLOGÍA EXPERIMENTAL.....	27
4.3.	PROTOCÓLOGO DE ENSAYOS.....	35
4.3.1.	Registro de las variables del motor durante los ensayos.....	35
4.3.2.	Procedimiento seguido para los ensayos.....	36
4.4.	ESTANDARIZACIÓN DE LOS REGÍMENES DE GIRO.....	39
4.5.	EXPRESIONES PARA EL CÁLCULO DE PARÁMETROS.....	40
V.	RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....	44

5.1.	RESULTADOS DE RENDIMIENTO Y DESEMPEÑO DEL MOTOR.....	46
5.1.1.	Resultados de Torque Efectivo	46
5.1.2.	Resultados de Potencia Efectiva	47
5.1.3.	Resultados de consumo específico de combustible	50
5.1.4.	Resultados de flujo másico de combustible	53
5.1.5.	Resultados de flujo másico de aire.....	55
5.1.6.	Resultados de RENDIMIENTO EFECTIVO	58
5.2.	RESULTADOS DE EMISIONES	60
5.2.1.	Resultados de CO.....	60
5.2.2.	Resultados de NO	63
5.2.3.	Resultados de CO2	65
VI.	CONCLUSIONES.....	68
VII.	RECOMENDACIONES.....	69
VIII.	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	70
ANEXOS		73

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Propiedades fisicoquímicas de la gasolina	14
Tabla 2: Propiedades fisicoquímicas del etanol anhidro.....	16
Tabla 3: Concentraciones volumétricas de los combustibles involucrados en los ensayos.....	26
Tabla 4: Características principales del motor utilizado en los ensayos.....	28
Tabla 5: Variables medidas en los ensayos.....	36

ÍNDICE DE FIGURAS

<i>Figura 1: Emisión de CO₂ por combustión del gasohol en un mes</i>	2
<i>Figura 2: Ciclo termodinámico de un motor Otto (1: Ciclo teórico; 2: Ciclo real)</i>	8
<i>Figura 3: Procesos del ciclo termodinámico de un motor Otto de 4 tiempos.</i>	9
<i>Figura 4: Principio de funcionamiento del dinamómetro</i>	10
<i>Figura 5: Ejemplos de diagramas p-V para (a) un motor de ciclo de dos tiempos, (b) un motor de ciclo de cuatro tiempos; (c) un ciclo de cuatro tiempos de escape por chispa del motor y carreras de admisión (circuito de bombeo) con carga parcial.</i>	11
<i>Figura 6: Etanol utilizado para los ensayos – IMCI – FIM – Universidad Nacional de Ingeniería</i>	23
<i>Figura 7: Instrumentos utilizados para la medición y mezcla de los combustibles – IMCI – FIM – Universidad Nacional de Ingeniería</i>	24
<i>Figura 8: Rotulado de los combustibles involucrados en los ensayos en el IMCI – FIM – Universidad Nacional de Ingeniería</i>	25
<i>Figura 9: Implementación del Banco de Pruebas utilizado para los ensayos realizados en el IMCI – FIM – Universidad Nacional de Ingeniería</i>	27
<i>Figura 10: Motor utilizado para los ensayos en el IMCI – FIM – Universidad Nacional de Ingeniería</i>	28
<i>Figura 11: Freno eléctrico dinamométrico (dc) implementado en el banco de pruebas del IMCI – FIM – Universidad Nacional de Ingeniería</i>	30
<i>Figura 12: Sistema usado para el suministro y medición de combustible – IMCI – FIM – Universidad Nacional de Ingeniería</i>	31
<i>Figura 13: Sistema implementado para la medición de la temperatura del refrigerante – IMCI – FIM – Universidad Nacional de Ingeniería</i>	32
<i>Figura 14: Termohigrómetro digital Fluke, barómetro y manómetro inclinado – IMCI – FIM – Universidad Nacional de Ingeniería</i>	33
<i>Figura 15: Adaptación de la derivación necesaria al tubo de escape para realizar la medición de gases – IMCI – FIM – Universidad Nacional de Ingeniería</i>	34
<i>Figura 16: Analizador de emisiones Bosh BEA 250 – IMCI – FIM – Universidad Nacional de Ingeniería</i>	35
<i>Figura 17: Panel de Control – IMCI – FIM – Universidad Nacional de Ingeniería</i>	37

<i>Figura 18: Regulador de apertura de la válvula mariposa (carga del motor) – IMCI – FIM – Universidad Nacional de Ingeniería.....</i>	<i>37</i>
<i>Figura 19: Torque efectivo vs RPM para diferentes mezclas de etanol – gasolina y niveles de octanaje – IMCI – FIM – Universidad Nacional de Ingeniería.</i>	<i>46</i>
<i>Figura 20: Torque efectivo vs RPM para combustibles de 90 octanos – IMCI – FIM – Universidad Nacional de Ingeniería.....</i>	<i>47</i>
<i>Figura 21: Torque vs RPM para combustibles de 95 octanos – IMCI – FIM - UNI</i>	<i>48</i>
<i>Figura 22: Potencia efectiva vs RPM para diversas mezclas etanol – gasolina y niveles de octanaje – IMCI – FIM – Universidad Nacional de Ingeniería.</i>	<i>48</i>
<i>Figura 23: Potencia efectiva vs RPM para combustibles de 90 octanos – IMCI – FIM – Universidad Nacional de Ingeniería.....</i>	<i>49</i>
<i>Figura 24: Potencia efectiva vs RPM para combustibles de 95 octanos – IMCI – FIM - UNI</i>	<i>50</i>
<i>Figura 25: Consumo específico vs RPM para diversas mezclas gasolina – etanol y niveles de octanaje – IMCI – FIM - UNI.....</i>	<i>51</i>
<i>Figura 26: Consumo específico de combustible vs RPM para combustibles de 90 octanos – IMCI – FIM – UNI.....</i>	<i>51</i>
<i>Figura 27: Consumo específico de combustible vs RPM para diferentes combustibles de 95 octanos – IMCI – FIM – UNI.</i>	<i>52</i>
<i>Figura 28: Flujo másico de combustible vs RPM para diferentes mezclas etanol - gasolina y niveles de octanaje – IMCI – FIM – UNI.</i>	<i>53</i>
<i>Figura 29: Flujo masico de combustible vs RPM para diferentes combustibles de 90 octanos – IMCI – FIM – UNI.....</i>	<i>54</i>
<i>Figura 30: Consumo específico de combustible vs RPM para diferentes combustibles de 95 octanos – IMCI – FIM – UNI.</i>	<i>55</i>
<i>Figura 31: Flujo masico de aire vs RPM para diferentes mezclas de etanol – gasolina y niveles de octanaje – IMCI – FIM – UNI.</i>	<i>56</i>
<i>Figura 32: Flujo masico de aire vs rpm para diversos combustibles de 90 octanos – IMCI – FIM – UNI.....</i>	<i>57</i>
<i>Figura 33: Flujo masico de aire vs RPM para diversos combustibles de 95 octanos – IMCI – FIM – UNI.....</i>	<i>57</i>
<i>Figura 34: Rendimiento efectivo vs RPM para distintas mezclas de etanol – gasolina y niveles de octanaje – IMCI – FIM – UNI.</i>	<i>58</i>

<i>Figura 35: Rendimiento efectivo vs RPM para diferentes combustibles de 90 octanos – IMCI – FIM – UNI.....</i>	<i>59</i>
<i>Figura 36: Rendimiento efectivo vs RPM para diferentes combustibles de 95 octanos – IMCI – FIM – UNI.....</i>	<i>60</i>
<i>Figura 37: Monóxido de Carbono vs RPM para diferentes concentraciones de etanol – gasolina y niveles de octanaje – IMCI – FIM – UNI.....</i>	<i>61</i>
<i>Figura 38: Monóxido de Carbono vs RPM para diferentes combustibles de 90 octanos – IMCI – FIM – UNI.....</i>	<i>61</i>
<i>Figura 39: Monóxido de Carbono vs RPM para diferentes combustibles de 95 octanos – IMCI – FIM – UNI.....</i>	<i>62</i>
<i>Figura 40: Óxidos de Nitrógeno vs RPM para distintas mezclas etanol – gasolina y niveles de octanaje – IMCI – FIM – UNI.....</i>	<i>63</i>
<i>Figura 41: Óxidos de Nitrógeno vs RPM para diferentes mezclas de 90 octanos – IMCI – FIM – UNI.....</i>	<i>64</i>
<i>Figura 42: Óxidos de Nitrógeno vs RPM para diferentes combustibles de 95 octanos – IMCI – FIM – UNI.....</i>	<i>64</i>
<i>Figura 43: Dióxido de Carbono vs RPM para diferentes mezclas etanol – gasolina y niveles de octanaje – IMCI – FIM – UNI.....</i>	<i>65</i>
<i>Figura 44: Dióxido de Carbono vs RPM para diferentes combustibles de 90 octanos – IMCI – FIM – UNI.....</i>	<i>66</i>
<i>Figura 45: Dióxido de Carbono vs RPM para diferentes combustibles de 95 octano – IMCI – FIM – UNI.....</i>	<i>67</i>

ÍNDICE DE ANEXOS

<i>ANEXO 1: FICHA TÉCNICA DEL GASOHOL PLUS 90 Y 95 OCTANOS</i>	<i>73</i>
<i>ANEXO 2: FICHA TECNICA DEL ETANOL ABSOLUTO</i>	<i>74</i>
<i>ANEXO 3: ANÁLISIS DE VARIANZA PARA EL DISEÑO DE BLOQUES COMPLETAMENTE AL AZAR.....</i>	<i>75</i>
<i>ANEXO 4: PLANILLA DE VARIABLES ADICIONALES CALCULADAS DE RENDIMIENTO Y DESEMPEÑO DEL MOTOR.....</i>	<i>77</i>
<i>ANEXO 5: PLANILLA DE VARIABLES ADICIONALES DE EMISION DE GASES DE COMBUSTIÓN.....</i>	<i>78</i>
<i>ANEXO 6: PLANILLAS CON TODAS LAS VARIABLES MEDIDAS CON SUS RESPECTIVAS DESVIACIONES ESTANDAR.....</i>	<i>77</i>

RESUMEN

El presente trabajo de tesis realiza un análisis comparativo experimental de rendimiento y emisión de gases de escape de un motor del ciclo Otto de cuatro tiempos de uso automotriz, la comparación se realizó entre el uso de combustibles alternativos como el E20 y E25 con el combustible comercializado a nivel nacional, el E7.8, tanto de 90 como de 95 octanos cada uno.

Los ensayos experimentales se realizaron en el Instituto de Motores de Combustión interna – FIM – UNI, dichos ensayos se realizaron con una carga del motor correspondiente al 25% de la máxima carga, y en unos régimen de giro variables para cada concentración de etanol en el combustible, esto por razones correspondientes a la imposibilidad de estabilizar el motor a un régimen de giro bajo cuando este trabaja con combustibles altos en contenido de etanol, por tal motivo fue necesario, mediante la técnica de interpolación y extrapolación, uniformizar los regímenes de giro para cada tipo de combustible.

Luego de realizar los ensayos, se puede llegar a las siguientes conclusiones: En el tema de rendimiento y parámetros efectivos del motor, el que obtuvo los mejores indicadores, y como era de esperarse, fue el E7.8 90 octanos, considerando que el E20 también de 90 octanos presentó una diferencia pequeña frente al combustible de referencia (E7.8 90 octanos).

Con respecto a las emisiones se determinó que estos disminuyen conforme aumenta la concentración de etanol en el combustible, sin embargo, entre el E20 y E25 no se presentan diferencias considerables.

Palabras Claves: Emisión de gases, Rendimiento efectivo, gasohol (E7.8, E20 y E25), etanol.

ABSTRACT

The present work of thesis makes an experimental comparative analysis of performance and emission of exhaust gases of an engine of the cycle Otto of four times of automotive use, the comparison was made between the use of alternative fuels such as the E20 and E25 with the commercialized fuel at a national level, E7.8, both 90 and 95 octane each.

The experimental tests were carried out at the Instituto de Motores de Combustión Interna - FIM - UNI, these tests were carried out with a load of the engine corresponding to 25% of the maximum load, and in a variable speed regime for each concentration of ethanol in the fuel, this for reasons corresponding to the impossibility of stabilizing the engine at a low speed when it works with fuels high in ethanol content, for this reason it was necessary, through the technique of interpolation and extrapolation, to standardize the speeds of rotation for each type of fuel.

After conducting the tests, you can reach the following conclusions: On the subject of performance and effective parameters of the engine, which obtained the best indicators, and as expected, was the E7.8 90 octane, considering that the E20 also of 90 octanes showed a small difference compared to the recommended fuel (E7.8 90 octane).

Regarding emissions, it was determined that these decrease as the ethanol concentration in the fuel increases, however, there are no significant differences between E20 and E25.

Key words: Gas emission, Effective yield, gasohol (E7.8, E20 and E25), ethanol.

I. INTRODUCCIÓN

La búsqueda de alternativas fehacientes frente a diversos factores ambientales y energéticos, como a la disminución de gases causantes del calentamiento global y la minoración en las reservas de petróleo, han implicado cambios en los últimos años sobre la variedad de los recursos energéticos ofrecidos en el mercado peruano y mundial. (Tipian, 2016, p. 16)

Así mismo Tipianluisa, Remache, Ayabaca y Reina (2017) aducen que la contaminación del aire es un problema bien conocido que oscila entre los problemas locales de calidad del aire, hasta los efectos globales que la humanidad enfrenta. Tras el Foro Internacional de Transporte se determinó que las emisiones de CO_2 procedentes de la quema de combustibles fósiles en el sector transporte representan el 23 por ciento a nivel mundial (p.2).

Por lo expuesto líneas arriba es que se desarrolló la presente investigación tratando de reducir las emisiones contaminantes de combustión de un motor automotriz sin que esto afecte negativamente su rendimiento. Beneficiando tanto a la población en general con la mejora de la calidad del aire, como lo constata la Figura 1 que nos muestra que la emisión de CO_2 disminuye conforme aumenta la concentración de etanol en el gasohol, como a los miles de usuarios del parque automotor que según el INEI¹ estima que en el año 2016 el Perú contaba con 2 437 840 unidades vehiculares distribuidas a nivel nacional, siendo Lima con 1 598 876 el departamento con la mayor cantidad, así mismo para la región Cajamarca 24 925 vehículos, verificándose los beneficios en la disminución de precios del combustibles y de los costos de mantenimiento.

¹ INEI: Instituto Nacional de Estadística e Informática

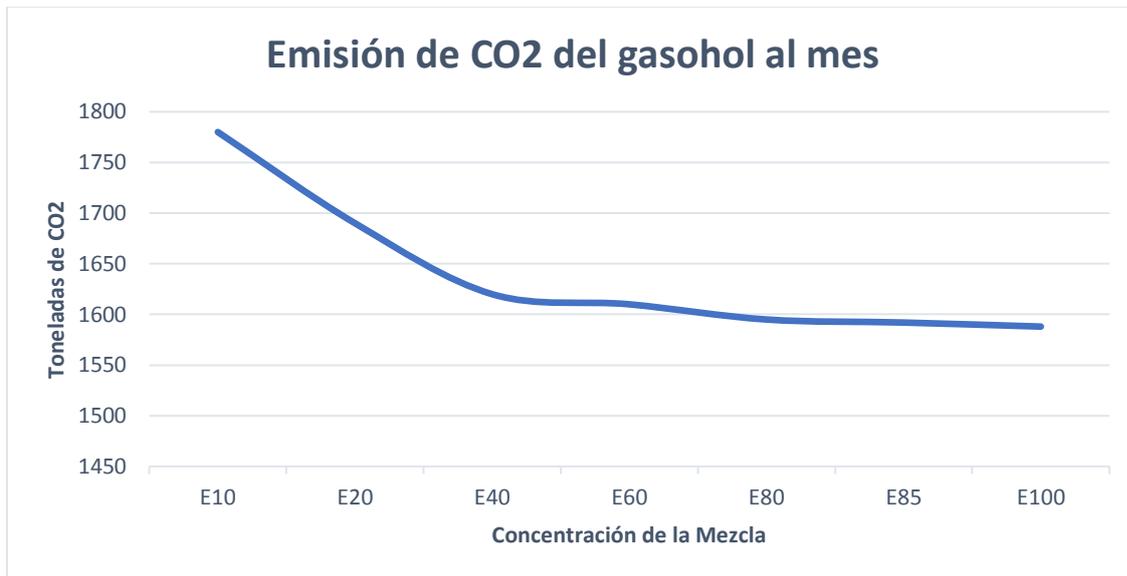


Figura 1: Emisión de CO2 por combustión del gasohol en un mes

Fuente: (Mosquera, Fernández y Mosquera, 2014, p. 4)

Para la presente investigación el método trazado consistió en cómo, o de qué manera, podemos conseguir disminuir las emisiones de gases contaminantes al ambiente utilizando combustibles alternativos al gasohol comercial nacional E7.8 como el gasohol en concentraciones E20 y E25, las suficientes como para no realizar modificaciones en el motor y sin que esta concentración de etanol afecte o altere el adecuado rendimiento de un motor Otto de 4 tiempos.

II. OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN

2.1. Objetivo General

- Evaluar y comparar el rendimiento y la emisión de gases de combustión de un motor Otto cuando utiliza como combustibles gasohol E20 y E25 con respecto al E7.8 (gasohol comercial en el Perú).

2.2. Objetivos específicos

- Determinar la concentración de etanol y el nivel de octanaje más favorables en el gasohol, dentro de los especificados, con los que se obtiene el mejor rendimiento de un motor Otto de 4 tiempos y 3 cilindros.
- Determinar la concentración de etanol y el nivel de octanaje más favorables en el gasohol, dentro de los especificados, con los que se consigue disminuir al máximo posible la emisión de gases tóxicos producto de la combustión de un motor Otto de 4 tiempos y 3 cilindros.

III. MARCO TEÓRICO

3.1. ANTECEDENTES

3.1.1. Contexto Nacional

A) Tipián Tipián, Giancarlo, en el 2015 con su estudio de tesis de pregrado denominado: *“Análisis experimental del uso de mezclas etanol – gasolina en motores de encendido por chispa”* egresado de la PUCP, Lima – Perú:

Concluyo que conforme aumenta el contenido de etanol en la mezcla, el el flujo de combustible aumenta de combustible aumenta, así mismo para el rendimiento se determinó que no existe diferencia considerable entre uno y otro combustible ya que éste aumenta conforme aumenta el régimen de giro. Con respecto a las emisiones determinó que en el caso del CO presento la mayor diferencia entre uno y otro combustible, y debido a la existencia de mayor oxígeno en el etanol ocasiona una combustión menos incompleta lo que conlleva a aumentar el CO_2 y el O_2 y disminuir el CO y HC. Según afirma el autor.

B) Quispe Medina, Javier en 2016, PUCP, con su tesis de pregrado: *“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”* las conclusiones fueron:

El consumo de combustible no mostró diferencia significativa entre los 3 gasoholes y 3 gasolinas. El rendimiento efectivo del motor se incrementó conforme se aumentó la carga. En general, entre la gasolina E0 y el gasohol E7.8 no hubo diferencias notables; menos aún, al aumentar el nivel de octanaje. Emisiones tóxicas: Debido al mayor contenido de oxígeno en los E7.8 se tiene una combustión más completa y se reducen las emisiones de CO. Las emisiones de dióxido de carbono fueron ligeramente superiores usando gasoholes E7.8 que gasolinas E7.8. Se redujeron las emisiones de HC para los gasoholes E7.8 en comparación con las gasolinas E7.8.

C) Santivañez Arenas, Luis en 2016, con su estudio denominado ***“Evaluación experimental del consumo de combustible y las emisiones gaseosas de un motor Diésel utilizando 3 mezclas de diésel y biodiesel: DB5, DB7.5 Y DB10”***, llevada a cabo en la PUCP, pudo llegar a las siguientes conclusiones:

El rendimiento efectivo aumentó proporcional a la carga en el motor, llegando a su pico más alto cuando el consumo específico de combustible llegó a su valor más bajo. Emisiones tóxicas: El CO aumentó conforme se incrementó la velocidad y carga en los ensayos, disminuyendo a medida que aumente el biodiésel en las mezclas, el CO₂ aumentó al incrementar carga y velocidad en las mezclas.

D) Puma Corbacho, Epifanio – 2016 en sus tesis de pregrado de la PUCP denominada: ***Evaluación del consumo de combustible y emisiones de dos vehículos livianos funcionando con dos mezclas de gasolina y etanol (E7,8 y E10) bajo condiciones de manejo en Cusco y Lima Metropolitana”*** presentó las siguientes conclusiones:

El consumo de combustible aumenta de acuerdo con el tráfico de la ciudad, la altitud de la zona y el contenido de etanol en la mezcla. Con respecto a las emisiones se determinó un aumento de CO y HC debido a las condiciones de tráfico y un mayor consumo de combustible. Por otro lado, el incremento de etanol en la mezcla de combustible influyó que las emisiones de CO presentaran un descenso; caso contrario sucedió que las emisiones de NO_x se incrementaran ligeramente. Finalmente, las emisiones de CO₂ no sufrieron mucha influencia por el aumento de etanol, ni por efecto de la altura.

3.1.2. Contexto Internacional

A) Tadeu Cavalcante Cordeiro de Melo – 2012 con su tesis doctoral “*Análise experimental e simulação computacional de um motor flex operando com diferentes misturas de etanol hidratado na gasolina*” tesis presentada al Programa de Postgrado en Ingeniería Mecánica de la COPPE, de la Universidad Federal de Río de Janeiro, cuyas conclusiones fueron las siguientes:

El autor determinó que el consumo específico aumenta de forma significativa con la adición de etanol hidratado, debido al menor valor de PCI del E100, en relación con el PCI de la gasolina (E0). Los combustibles E30, E80 y E100 presentaron los mayores valores de eficiencia energética, el combustible E100 presentó la mayor eficiencia entre los combustibles probados. La adición de etanol a los combustibles de E30 a E100 proporcionaron el aumento el aumento del caudal másico de carbono. Esto justifica el aumento de las emisiones específicas de CO₂ de E30 a E100, que también sufre aumento por la oxidación de CO en CO₂.

B) Correa, María; Gonzales, Valdemar; Úngaro, Regina; Bernardi, José; Storino, Moises en 2015 con su artículo titulado “*Desempenho de motor diesel com misturas de biodiesel de óleo de girasol*”. Brasil.

Se concluyó que el uso de las mezclas B5, B10, B20 y B100 proporcionó una reducción de un máximo del 2,2% en la potencia y un aumento máximo del 7,3% en el consumo específico de combustible. El análisis del aceite lubricante antes y después del uso con B100 detectó cambios aceptables, siendo la viscosidad, la presencia de agua y el contenido de hierro los parámetros más expresivamente alterados.

- C) **Tipanluisa y otros en 2017**, Escuela Politécnica Nacional – Ecuador, con su artículo de investigación titulado: *“Emisiones contaminantes de un motor de gasolina funcionando a dos cotas con combustibles de dos calidades”*, llegaron a las conclusiones que se mencionan a continuación:

Los factores de mayor efecto significativo para el CO son el octanaje y la altura. Se obtiene una menor emisión de CO con un valor de 0,01 por ciento en volumen a 700 rpm, gasolina de 87 octanos y a nivel del mar. Las rpm y la altura inciden significativamente en la variable de respuesta de CO₂, de acuerdo con las condiciones experimentales. El efecto significativo en la emisión de O₂ son las revoluciones por minuto del motor y la interrelación rpm-altura. A mayor rpm y 2860 m de altura se obtiene menor emisión de O₂, con un valor de 0,51 por ciento en volumen.

- D) Jeongwoo Lee, Sunyoup Lee, Seokhwan Lee – 2018 con su estudio acerca de *“Experimental investigation on the performance and emissions characteristics of ethanol/diesel dual-fuel combustion”* en el Engine Research Department, Korea Institute of Machinery and Materials, Republic of Korea.

Las emisiones de NO y HC disminuyeron al aumentar la sustitución de etanol y el tamaño medio de las emisiones de HC disminuyó. Para la condición de carga media (IMEP 0.6 MPa), la sustitución se incrementó a 63%, pero para cargas bajas y altas, no se pudieron usar fracciones de etanol más altas debido a una energía de ignición insuficiente a cargas bajas y un fuerte incremento del cilindro interno. Presión bajo cargas elevadas.

3.2. MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA OTTO

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. La característica fundamental de un MECH (Motor Encendido por Chispa) es que el inicio de la combustión se produce, por el aporte de energía externa al ciclo termodinámico, una chispa 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.

(Quispe, 2016, p. 31)

Camarillo (2011) afirma: El motor convencional del tipo Otto es de cuatro tiempos (4T), aunque en ciertos vehículos principalmente motocicletas con una cilindrada determinada, se usó con frecuencia el motor de dos tiempos (2T). La mayoría vehículos a gasolina trabajan bajo el ciclo de potencia de cuatro tiempos. Se llaman tiempos de un motor a aquellos que se producen desde que el motor recibe el combustible hasta la expulsión de los gases de combustión hacia el medio ambiente. Son cuatro los tiempos de operación de un motor Otto: admisión, compresión, combustión o expansión y escape, los cuales se muestran en la Figura 2 y se detallan a continuación (p. 47):

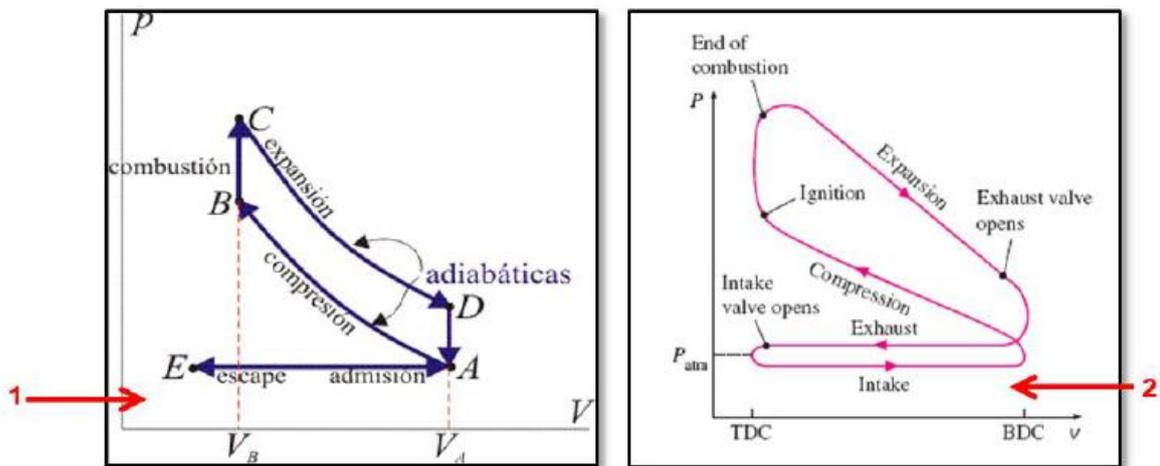


Figura 2: Ciclo termodinámico de un motor Otto (1: Ciclo teórico; 2: Ciclo real)

Fuente: (Quispe, 2016, p. 33)

E → 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 → B: Proceso de compresión: Las válvulas de admisión y escape se mantienen cerradas, por ende, se comprime el fluido compuesto por la mezcla aire – combustible y los residuos de los gases del ciclo anterior. Así mismo, este proceso es casi adiabático y mecánicamente reversible debido a que las diferencias de temperatura y velocidad del fluido son bajas. El cigüeñal da la segunda media vuelta. (Quispe, 2016, p. 33)

B → C: Proceso de combustión: Permanecen cerradas las válvulas, el motor genera trabajo liberando energía térmica, esto a causa de que durante la compresión justo antes de llegar al PMS, salta una chispa eléctrica en el electrodo de la bujía inflamándose la mezcla en simultaneo, generándose un incremento de la presión haciendo descender el pistón hacia el PMI, lo cual causa que el motor gire. (Quispe, 2016, p. 34)

C → D: Proceso de expansión: Se mantienen cerradas las válvulas, el pistón desciende al PMI y el cigüeñal va por la tercera media vuelta.

D → E: Proceso de escape: El pistón sube al PMS, la válvula de escape se apertura provocando que los gases de escape sean expulsados al exterior, el cigüeñal completa la segunda la vuelta.

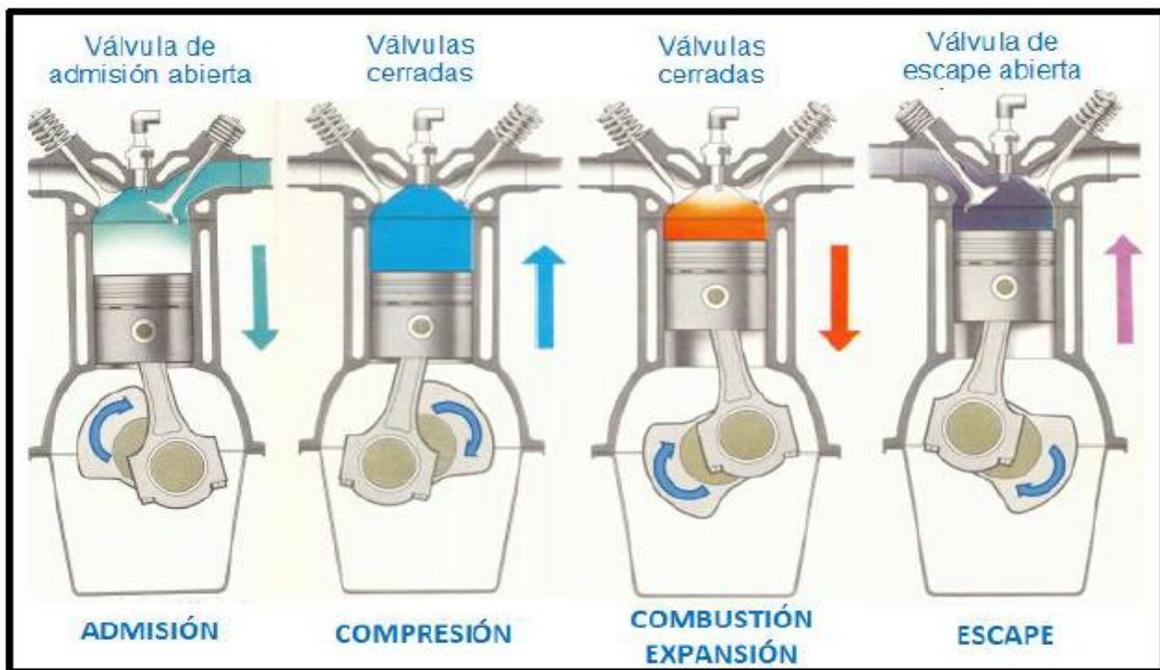


Figura 3: Procesos del ciclo termodinámico de un motor Otto de 4 tiempos.
Fuente: (Quispe, 2016, p. 34)

3.2.1. Características importantes del motor

Heywood (2012) afirma: En este apartado se desarrollan algunas relaciones geométricas básicas y los parámetros comúnmente utilizados para caracterizar el funcionamiento del motor.

Los factores importantes a un usuario de motor son (p. 36):

1. El rendimiento del motor en su rango de operación.
2. El consumo de combustible del motor dentro de este rango de operación.
3. El ruido del motor y las emisiones contaminantes del aire dentro de este rango de operación.
4. La confiabilidad y durabilidad del motor, sus requisitos de mantenimiento y como estos afectan la disponibilidad del motor y los costos operativos.

3.2.2. Torque al Freno y Potencia

El par motor normalmente se mide con un dinamómetro. El motor está sujeto a un banco de pruebas y el eje está conectado al rotor del dinamómetro. La Figura 4 ilustra el principio de funcionamiento del dinamómetro. El rotor está acoplado electromagnéticamente, hidráulicamente o por fricción mecánica a un estator, que se apoya en rodamientos de baja fricción. El estator está equilibrado con el rotor estacionario. El torque ejercido en el estator con el giro del rotor se mide balanceando el estator con pesos, resortes o medios neumáticos. (Heywood, 2012, p. 38)

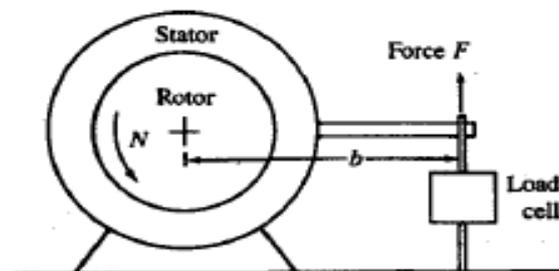


Figura 4: Principio de funcionamiento del dinamómetro

Fuente: (Heywood, 2012, p. 38)

Por su parte la Potencia entregada por el par motor y absorbida por el dinamómetro es el producto del par y la velocidad angular de giro del motor.

3.2.3. Trabajo indicado por ciclo

Los datos de presión para el gas en el cilindro durante el ciclo de operación del motor se pueden usar para calcular la transferencia de trabajo del gas al pistón. La presión del cilindro y el volumen correspondiente del cilindro a lo largo del ciclo del motor se pueden trazar en un diagrama p-V como se muestra en la Figura 5. (Heywood, 2012, p. 39)

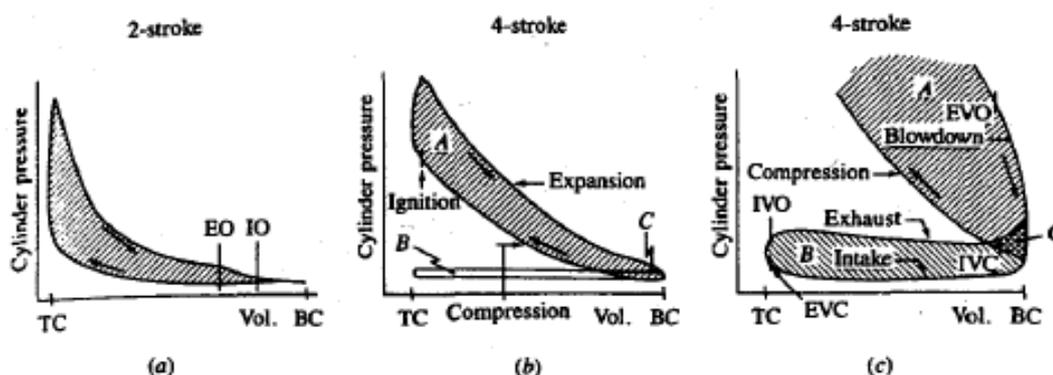


Figura 5: Ejemplos de diagramas p-V para (a) un motor de ciclo de dos tiempos, (b) un motor de ciclo de cuatro tiempos; (c) un ciclo de cuatro tiempos de escape por chispa del motor y carreras de admisión (circuito de bombeo) con carga parcial.

Fuente: (Heywood, 2012, p. 39)

3.2.4. Eficiencia Mecánica

Parte del trabajo bruto indicado por ciclo o energía se utiliza para expulsar los gases de escape e inducir la carga de nuevo. Se utiliza una porción adicional para superar la fricción de los cojinetes, los pistones y otros componentes mecánicos del motor y para accionar los accesorios del motor. Todos estos requisitos de potencia se agrupan y se denominan potencia de fricción. (Heywood, 2012, p. 40)

El poder de fricción es difícil de determinar con precisión. Un enfoque común para los motores de alta velocidad es conducir o motorizar el motor con un dinamómetro (es decir, operar el motor sin dispararlo) y medir la potencia que debe ser suministrada por el dinamómetro para superar todas estas pérdidas por fricción. La velocidad del motor, el ajuste del acelerador, las temperaturas del aceite y del agua y las condiciones ambientales se mantienen igual en la prueba motorizada que en las condiciones de encendido. Las principales fuentes de inexactitud con este método son que las fuerzas de presión del gas en el pistón y los anillos son más bajas en la prueba motorizada que cuando el motor está disparando y que las temperaturas del aceite en la pared del cilindro también son más bajas en las condiciones de motorización. (Heywood, 2012, p. 40)

Heywood (2012) afirma que: “La relación entre potencia de frenado (o útil) entregada por el motor y la potencia indicada se denomina eficiencia mecánica” (p. 41).

3.2.5. Consumo específico de combustible

En las pruebas del motor, el consumo de combustible se mide como un caudal de flujo de masa por unidad de tiempo. Un parámetro más útil es el consumo de combustible específico, la tasa de flujo de combustible por unidad de potencia de salida. Mide la eficiencia con la que un motor utiliza el combustible suministrado para producir trabajo. (Heywood, 2012, p. 42)

3.2.6. Índice de emisiones y emisiones específicas

Los niveles de emisiones de óxidos de nitrógeno (óxido nítrico, NO y dióxido de nitrógeno, NO_2 , generalmente agrupados como NO_x), monóxido de carbono (CO), hidrocarburos sin quemar (HC) y partículas son características importantes de funcionamiento del motor.

Las concentraciones de emisiones gaseosas en los gases de escape del motor generalmente se miden en partes por millón o porcentaje en volumen (que corresponde a la fracción molar multiplicada por 10^6 o por 10^2 , respectivamente). Sin embargo, los indicadores normalizados de los niveles de emisiones son más útiles, y dos de ellos son de uso común. Las emisiones específicas son el caudal másico de contaminante por unidad de potencia de salida. (Heywood, 2012, p. 42).

3.3. FORMAS DE ESTUDIO DE UN MOTOR

Son tres las maneras en que se puede estudiar un motor: Banco de pruebas para motores (experimentación en laboratorio), diseño computacional mediante simulación numérica y por último, mediante modelos teóricos.

Durante mucho tiempo los métodos más utilizados han sido los experimentales ya que destacan en su precisión y permiten analizar también fenómenos complicados (variación cíclica), que mediante modelos numéricos son difíciles de obtener exactamente. La desventaja que presentan estos modelos es que requieren de mucho tiempo y es más costoso que la modelación numérica. (Llanos y Gomez, 2012, p. 18)

Por su lado, el análisis mediante *software* computacional trae consigo una propuesta económica y flexible el cual nos permite obtener valores promedio cercanos a los reales realizando una descripción detallada de cada uno de los procesos que tienen lugar durante la evolución de un ciclo del motor, teniendo en cuenta la termodinámica y la mecánica del sistema. Los modelos

de simulación matemática a su vez se dividen en modelos fluidodinámicos y modelos termodinámicos. (Llanos y Gomez, 2012, p. 18)

3.4. GASOLINA

3.4.1. Definición

La gasolina viene a ser un compuesto líquido, volátil e inflamable, cuya composición está dada principalmente por átomos de carbono e hidrogeno (hidrocarburos), con temperaturas de ebullición que oscilan entre los 40 a 200 °C y con un dominio de parafinas (hidrocarburos alifáticos) en diversos tipos de esta. (Tipian, 2016, p. 19)

3.4.2. Materia Prima

La gasolina es obtenida del petróleo, que es un recurso natural no renovable, siendo un compuesto de origen orgánico, formado por una mezcla compleja no homogénea de hidrocarburos, que, por lo general, es el resultado de restos fósiles. Las moléculas de hidrocarburos que la componen son desde las más simples y pequeñas CH_4 – metano, hasta complejas y grandes con más 50 átomos de carbono. (Quispe, 2016, p. 24).

Tipian (2016) afirma: “Este recurso, puede presentar gran variación en parámetros como color, densidad, gravedad, viscosidad, capacidad calorífica, contaminantes, etc. Estas variaciones son debidas a las diversas proporciones presentes de diferentes hidrocarburos” (p. 19).

3.4.3. Propiedades

- **Número de Octano:** Viene a ser la propiedad más relevante de la gasolina, ya que está altamente relacionada con el rendimiento del motor del vehículo. Es la medida de su calidad antidetonante, es decir habilidad para quemarse sin causar detonación. La gasolina tiene un número de octano entre 84 y 100 dependiendo del tipo de gasolina. (Anónimo, 2015, p. 27). Para efectos de la investigación propuesta en el presente trabajo, se empleará gasolina de 84 y 90 octanos.
- **Volatilidad:** Esta propiedad de la gasolina se mide como la presión de vapor la cual tiene un valor de 0.7-0.85 mmHg. La gasolina es muy volátil, representa de forma indirecta el contenido de los componentes volátiles que brindan la seguridad, en este caso de la gasolina, en su transporte y almacenamiento. (Anónimo, 2015, p. 27)

- **Curva de destilación:** Esta propiedad se relaciona con la composición de la gasolina, su volatilidad y su presión de vapor. Por lo tanto, se considera que a un 10 por ciento de destilación, con una temperatura de ebullición inferior a 70 °C, se asegura la presencia de componentes volátiles para un fácil arranque en frío. A un 50 por ciento de destilación, con una temperatura de ebullición inferior a 140 °C, se asegura una volatilidad correcta y una máxima potencia durante la aceleración del motor. A un 90 por ciento y al punto final de destilación, con una temperatura de ebullición inferior a 190 °C y 225 °C respectivamente, se evitan tanto depósitos en el motor como dilución del aceite y se proporciona un buen rendimiento del combustible. (Anónimo, 2015, p. 28)
- **Contenido de azufre:** Se relaciona con la cantidad de azufre presente en el producto. Si esta cantidad se presenta en grandes proporciones, la gasolina puede tener efectos corrosivos sobre las partes metálicas del motor y de los tubos de escape. También se relaciona con efectos nocivos sobre el ambiente, siendo un factor importante en la producción de lluvia ácida. (Anónimo, 2015, p. 28)

Además de las propiedades ya explicadas, la Tabla 1 muestra las propiedades fisicoquímicas de la gasolina.

Tabla 1: *Propiedades fisicoquímicas de la gasolina*

Parámetros	Valor
Temperatura de ebullición (°C)	38.8
Temperatura de inflamación (°C)	21
Temperatura de autoignición (°C)	250
Solubilidad en agua	Insoluble
Presión de vapor (KPa)	6.5 – 7.8
Poder Calorífico Inferior (KJ/Kg)	44 000
Poder Calorífico Superior (KJ/Kg)	47 300
Numero de octanaje (RON, MON)	91/80
Relación estequiométrica (A/F)	14.7 - 15

Fuente: (Camarillo, 2011, p. 55)

3.5. ETANOL

3.5.1. Definición

También conocido como alcohol etílico, es un compuesto orgánico (se produce a partir de fuentes renovables) de fórmula química $C_2H_5 - OH$ (carbono, hidrógeno e hidroxilos). 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. Se clasifica en dos productos: hidratado y anhidro, dependiendo de la cantidad de agua en volumen que contengan. (Tipian, 2016, p. 7)

3.5.2. Materia Prima

- **Sacarosa o biomasa azucarada:** Llamada también azúcar de mesa o azúcar de caña (materia prima más atractiva, debido a que los azúcares se encuentran en su forma simple de carbohidratos fermentables), es un disacárido de glucosa y fructosa que se encuentra en la caña de azúcar, la melaza, el sorgo dulce, etc. (Tipian, 2016, p. 8)
- **Almidón o biomasa amilácea:** Tipian (2016) afirma: “Es el principal polisacárido de reserva de la mayoría de los vegetales, cereales (maíz, trigo, cebada, etc.) y tubérculos (yuca, camote, papa, etc.) además de ser la fuente de calorías más importante consumida por el ser humano” (p. 8).
- **Celulosa o biomasa celulósica:** Es un biopolímero compuesto exclusivamente de moléculas de beta-glucosa por lo que viene a ser un homopolisacárido. La celulosa es la biomolécula orgánica más abundante, y, se encuentra en la madera, residuos agrícolas y forestales; sin embargo, la complejidad de sus azúcares hace que la conversión a carbohidratos fermentables sea difícil y costosa. (Tipian, 2016, p. 9)

3.5.3. Características medioambientales

La principal ventaja medioambiental de estos combustibles radica en su origen. Los biocombustibles, provienen mayoritariamente de la biomasa, la cual ha extraído parte del dióxido de carbono (CO_2) que se podría liberar en la atmósfera. Por eso, la utilización de los biocombustibles como combustibles no comporta un aumento neto de dióxido de carbono de la atmósfera, de manera que contribuye a minimizar el efecto de los gases invernadero. (Castillo, 2015, p. 122)

Además, al igual que en el caso de la gasolina, es de mucha importancia conocer las propiedades fisicoquímicas del etanol anhidro como combustible

Tabla 2: Propiedades fisicoquímicas del etanol anhidro

Parámetros	Valor
Temperatura de ebullición (°C)	78.5
Temperatura de inflamación (°C)	13
Temperatura de autoignición (°C)	363
Solubilidad en agua	miscible
Presión de vapor (mmHg a T° ambiente)	43
Poder Calorífico Inferior (KJ/Kg)	26 800
Poder Calorífico Superior (KJ/Kg)	29 600
Numero de octanaje (RON, MON)	109/98
Relación estequiométrica (A/F)	9

Fuente: (Camarillo, 2011, p. 25)

3.6. GASOHOL

Gasohol oalconafta es la mezcla de gasolina y alcohol en distintas proporciones, para uso como combustible en motores de explosión diseñados para quemar derivados del petróleo. La mezcla del gasohol puede ser realizada con alcohol etílico (etanol) o con alcohol metílico (metanol), aunque el etanol es el tipo de alcohol que ha sido más utilizado comercialmente. El metanol ha sido utilizado en forma más limitada debido a que es tóxico. (Valenzuela, 2011, p. 1)

La proporción entre ambos combustibles se suele indicar con el porcentaje de etanol precedido por una E mayúscula. De esta manera, el gasohol E10 se compone de un 10 por ciento de etanol y un 90 por ciento de gasolina, y el E85 se obtiene mezclando un 85 por ciento de etanol y un 15 por ciento de gasolina. (Valenzuela, 2011, p. 1). Para efectos de esta investigación se utilizará E7.8, E20 y E25.

3.7. CARACTERIZACIÓN DE LOS COMBUSTIBLES

La caracterización de un combustible consiste en identificar sus propiedades físicas y químicas a través de diversas pruebas de laboratorio. Dentro de los parámetros más comunes, se encuentran la densidad relativa, temperatura de ebullición, temperatura de inflamación, temperatura de autoignición, miscibilidad, presión de vapor, poder calorífico, viscosidad, olor y aspecto físico, número de octanaje, grado de goma y relación estequiométrica aire-combustible. (Camarillo, 2011, p. 36)

La relación que existe entre el peso de un cuerpo y el de igual volumen de agua a una temperatura normalmente medida de 20 °C, es lo que se conoce como densidad relativa. Por su parte la temperatura de ebullición es la que convierte en estado gaseoso a los líquidos donde su presión de vapor es igual a la presión del medio que lo rodea. (Mohina y Davel, 2010, p. 20)

Pemex (2010) afirma: La temperatura de inflamación es la causante de que un combustible emite gases inflamables suficientes para alcanzar en su entorno el límite inferior de inflamabilidad, a partir del cual, con una fuente de calor externa puede producirse una combustión no automantenida (p. 15)

La temperatura de autoignición es la mínima necesaria para que un gas inflamable o mezcla de aire-vapor que se encuentra en contacto con el aire, arda espontáneamente sin necesidad de una fuente de ignición. A esta temperatura se alcanza la energía de activación suficiente para que se inicie la reacción de combustión. (Mowrer, 2005, p. 3)

La miscibilidad es la propiedad que tienen algunos líquidos para mezclarse en cualquier proporción, formando una solución homogénea. El agua y el alcohol son miscibles en cualquier proporción, pero la gasolina es inmisible con el agua, de ahí la importancia de esta prueba para las mezclas combustibles. (Mohina y Davel, 2010, p. 22)

La presión de vapor de un combustible controla la tendencia a evaporarse. Debe ser suficientemente alta para garantizar el arranque fácil del motor, pero no tanto que llegue a contribuir a la interrupción del paso del combustible al sistema de alimentación. Las gasolinas con presión de vapor muy alta tienden a provocar pérdidas mayores por evaporación impactando directamente en el medio ambiente (CEPAL, 2006, p. 12)

El poder calorífico de un combustible viene a ser la energía calorífica que éste entrega cuando se oxida por completo. Expresa la energía máxima que puede liberar la unión química entre un combustible y un comburente. Es necesario conocer este parámetro para determinar qué tan eficiente será la combustión en el automotor, pues a menor poder calorífico, se necesita mayor combustible para desarrollar la misma potencia. (CEPAL, 2006, pág. 14)

El octanaje (número de octano) es la propiedad que posee el combustible para soportar la detonación y se clasifica en dos principales tipos:

RON (Research Octane Number), es una escala que mide la capacidad antidetonante del combustible con respecto a la de una mezcla patrón formada por una mezcla de isooctano y n-heptano; de esta forma, se determina el número de octanos del combustible con respecto al porcentaje de isooctano en la mezcla estándar. Por ejemplo, una gasolina que tiene la misma capacidad antidetonante que una mezcla formada por 87% de isooctano y 13% n-heptano, se dice que tiene un octanaje de 87 octanos (ASTM-D2699-11, 2010, p. 2)

MON (Motor Octane Number), también se basa en un combustible de referencia, formado por isooctano y n-heptano; la diferencia que tiene con la medida RON es que se sobrecarga más el motor durante el ensayo, ya que se utiliza más revoluciones y con tiempos de ignición variables (ASTM-D2700-11, 2010, p. 1)

La relación estequiométrica aire-combustible (A/F), es un parámetro adimensional necesario describir la cantidad de aire suficiente para la combustión completa de un combustible utilizado; lo que realmente se utiliza del aire es el contenido de oxígeno (79% nitrógeno y 21% oxígeno en volumen), por lo que la cantidad de aire es mucho mayor a la cantidad de combustible para la reacción química (Eastop y McConkey, 1993, p. 31).

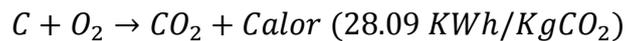
El valor ideal o estequiométrico de la relación AF para la mayoría de las gasolinas comerciales es muy cercano a 15:1. Los sistemas de inyección o carburadores, sirven para regular el contenido de combustible para cualquier flujo de aire; los motores de gasolina normalmente tienen un rango de AF que va desde 12:1 a 18:1, dependiendo de las condiciones de operación. (Pulkrabek, 2000, p. 46)

3.8. COMBUSTIÓN

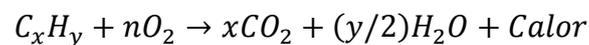
Se llama combustión al conjunto de procesos reactivos con desprendimiento de calor producido por dos elementos: EL COMBUSTIBLE, que puede ser un sólido (Carbón, Madera, etc.), un líquido (Gasóleo, Fuel-Oíl, etc.) o un gas (Natural, Propano, etc.) y EL COMBURENTE, oxígeno. (Garcia, 2010, p. 3)

El oxígeno es el comburente universal, debido a ello es que en la práctica se utiliza el aire como comburente ya que en su composición posee, aproximadamente, 21% Oxígeno (O_2) Y 79% Nitrógeno (N_2). La energía de activación es el elemento desencadenante de la reacción de combustión, en los quemadores generalmente la generación de la chispa eléctrica se produce entre dos electrodos. (Masson, 2012, p. 22)

Garcia (2010) afirma: La mayoría de los combustibles, al margen de que sean sólidos, líquidos o gaseosos, están compuestos, básicamente, por Carbono (C) e Hidrógeno (H); además de estos componentes principales tienen otros como Azufre (S), Humedad (H_2O), Cenizas, etc. En primer lugar, se analiza la combustión desde el punto de vista de sus componentes fundamentales (C, H); posteriormente se comentará la influencia de los restantes elementos. Las reacciones de combustión son (p. 3):



Los combustibles en la práctica pueden representarse en la forma C_xH_y ; produciéndose las siguientes reacciones:



3.9. ESTEQUIOMETRÍA DE LA COMBUSTIÓN

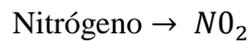
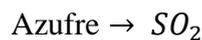
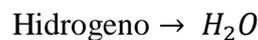
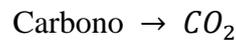
Masson (2012) afirma: “Las relaciones másicas y volumétricas entre reactivos y productos las estudia la estequiometría de la combustión. Los aspectos para determinar son principalmente” (p. 23):

- a) Aire necesario para la combustión.
- b) Productos de la combustión y su composición

Para determinar estas cantidades es necesario un proceso ideal de unos pocos parámetros, básicamente la naturaleza del combustible. Para definir este proceso ideal se consideran los tipos de combustión que pueden darse:

3.9.1. Combustión Completa

García (2010) afirma que “La combustión es completa cuando la oxidación es total del combustible y de todos los elementos que éste posee. En el caso de los hidrocarburos (p. 4):



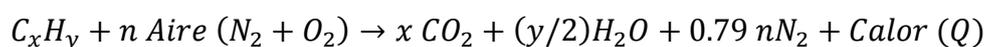
3.9.2. Combustión Incompleta

“Los componentes del combustible no se oxidan totalmente por lo que aparecen los denominados inquemados, los más importantes son CO y H_2 ; otros posibles inquemados son carbono, restos de combustible, etc.” (García, 2010, p. 5).

3.9.3. Combustión Estequiométrica

La combustión estequiométrica se define como una combustión completa realizada con la cantidad estricta de oxígeno; es decir, el aire empleado en la combustión es el mínimo necesario para contener la cantidad de oxígeno correspondiente a la oxidación completa de todos los componentes del combustible. (García, 2010, p. 5)

La expresión de esta combustión es:



3.10. COMBUSTIÓN Y CONTAMINACIÓN AMBIENTAL

De la elección del combustible depende mucho la calidad de los gases de combustión. Las normas actuales restringen estas emisiones, y es así como uno de los factores más importantes en el diseño de dispositivos de combustión en la actualidad reside en el control de emisiones contaminantes. (Anónimo, 2014, p. 24)

Dichas emisiones tienen diversos factores perjudiciales:

- A) Afectan el equilibrio de la atmósfera terrestre.
- B) Afectan a la salud humana.
- C) Afectan a la salud animal y vegetal.
- D) Ensucian y deterioran.

3.10.1. Contaminación debida al Carbono

Existen dos escenarios sobre la combustión del Carbono, cuando es completa e incompleta. Cuando es completa el carbono produce CO_2 que es el principal contribuyente al efecto invernadero, este componente es una consecuencia inevitable de la combustión. Si la combustión del carbono no es completa se produce CO, gas tóxico que en concentraciones elevadas puede provocar incluso la muerte, por lo que se debe evitar al máximo. (Anónimo, 2014, p. 25)

La mejor forma de reducir el efecto de estos agentes es la de tratar de conseguir combustiones completas que no produzcan CO, y la de obtener los mayores rendimientos de combustión de modo que se consuma el mínimo combustible necesario, produciendo así la menor cantidad de CO_2 . (García, 2010, p. 9)

3.10.2. Contaminación debida al Azufre

La presencia del azufre en los combustibles viene dada en proporciones variables; la oxidación del azufre puede producir SO_3 , éste en contacto con el agua de la combustión o de la atmósfera puede dar lugar a ácido sulfúrico (H_2SO_4) condensado que acompaña a las gotas de lluvia, dando lugar a lo que se conoce como “Lluvia ácida”. (Anónimo, 2014, p. 24)

Para combatir este problema debe tratarse de utilizarse combustibles con mínima presencia de azufre; en este sentido la normativa de combustibles fija la cantidad máxima de Azufre que los mismos pueden contener. Otro efecto pernicioso a tener en cuenta es la posibilidad de condensaciones ácidas en los dispositivos de combustión (calderas, chimeneas) si las

temperaturas son suficientemente bajas, esto limita la temperatura de expulsión de los gases de la combustión. (Garcia, 2010, p. 10)

3.10.3. Contaminación debida al Nitrógeno

A las elevadas temperaturas de la llama, el nitrógeno que forma parte del combustible y el nitrógeno del aire comburento pueden combinarse con el oxígeno para formar NO, este producto en la atmósfera se combina lentamente con el oxígeno del aire para formar NO_2 . (Anónimo, 2014, p. 25)

Entre los diferentes efectos dañinos de estos óxidos (NO y NO_2 , denominados conjuntamente como NO_x) se pueden mencionar:

- ✓ Colaboran con la destrucción de a capa de ozono de forma importante.
- ✓ En combinación con el agua de la atmósfera pueden dar lugar a condensaciones ácidas lo que incrementa la “Lluvia ácida”.
- ✓ El NO_2 es u gas venenoso.

(Garcia, 2010, p. 9)

IV. MATERIALES Y MÉTODOS

El capítulo III correspondiente a Materiales y Métodos comprenderá toda la etapa experimental del presente trabajo de tesis, la cual a su vez se divide en cuatro etapas: Realización de las mezclas entre el etanol y el gasohol comercial para la obtención de los gasoholes E20 y E25, metodología experimental, el protocolo de ensayos experimentales, estandarización de los regímenes de giro para cada combustible, y por ultimo las ecuaciones necesarias para el cálculo de algunos parámetros importantes.

Toda la etapa experimental se llevó a cabo en el Instituto de Motores de Combustión Interna perteneciente a la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Nacional de Ingeniería (UNI).

4.1. OBTENCION DEL E20 Y E25

Para la obtención de los gasoholes E20 y E25, involucrados en los ensayos experimentales, fue necesario realizar mezclas tomando como base el gasohol comercial E7.8 (ver **Anexo 1**), obtenido del grifo Repsol ubicado en la Av. Universitaria cuadra 38 el cual ya cuenta con 7.8 % en volumen de etanol y el etanol (ver Figura 6 y **Anexo 2**) de marca Merck de procedencia alemana distribuidos en el Perú por Merck S.A. ubicada en Av. Los Frutales N° 220 Ate Vitarte – Lima.

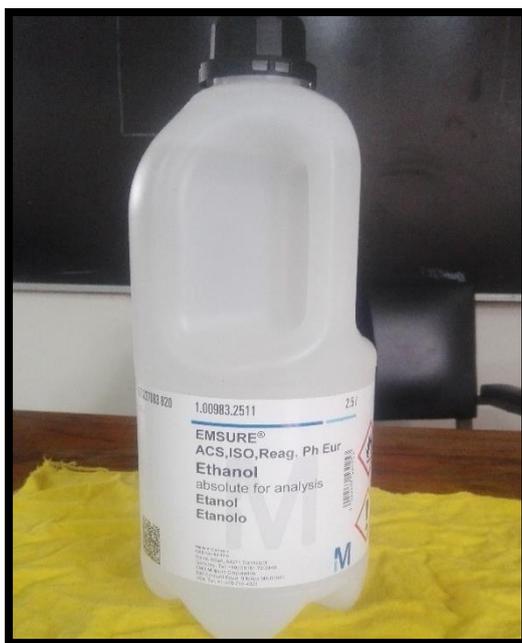


Figura 6: Etanol utilizado para los ensayos – IMCI – FIM – Universidad Nacional de Ingeniería

Para realizar las mediciones necesarias para las mezclas se usó unas probetas graduadas y un embudo cónico tal como lo muestra la figura 7, se realizaron mediciones en base a un litro (capacidad máxima de la probeta) para luego ser vertido en una galonera de 5 galones los cuales fueron trasladados hacia las instalaciones del Instituto de MCI para la realización de los ensayos. El procedimiento se realizó para cada uno de los 6 combustibles involucrados (ver figura 8).

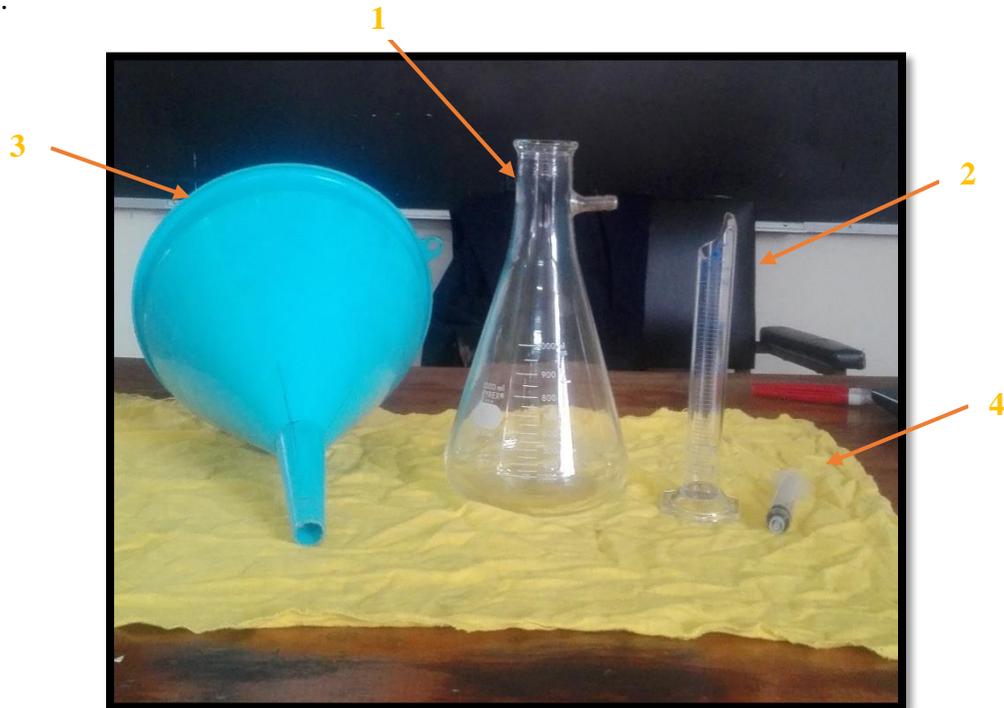


Figura 7: Instrumentos utilizados para la medición y mezcla de los combustibles – IMCI – FIM – Universidad Nacional de Ingeniería

1 – Probeta 1000 mL ($\pm 5\%$); 2 – Pipeta 50 mL (± 0.5 mL); 3 – Embudo cónico; 4 – Jeringa graduada.

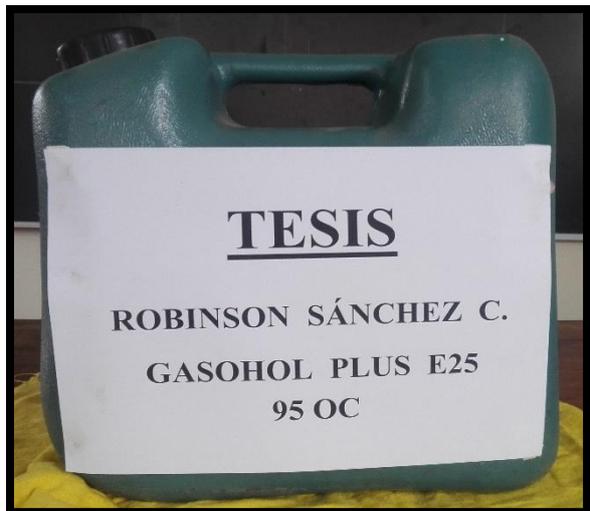
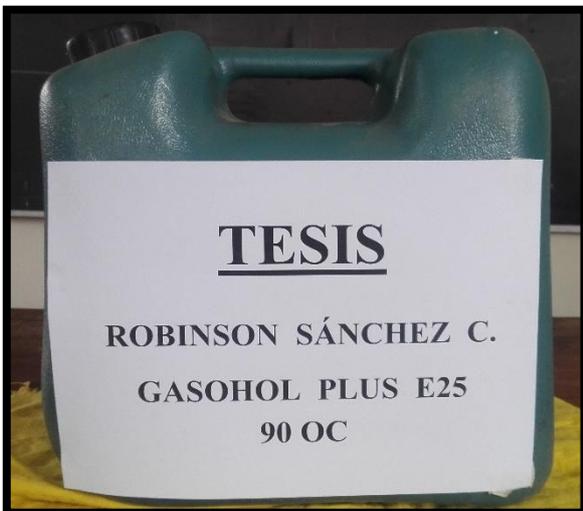
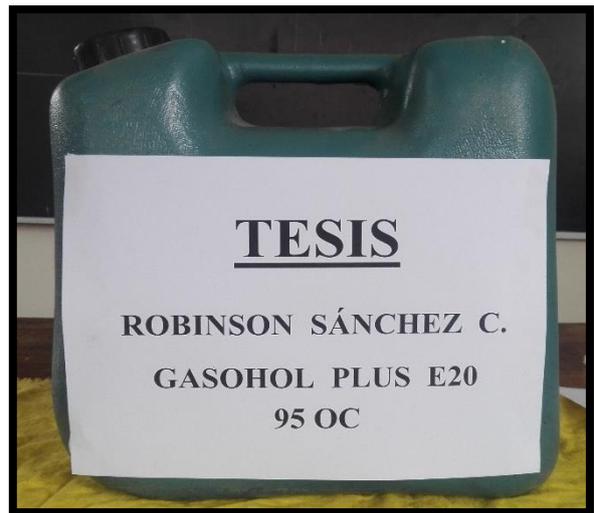
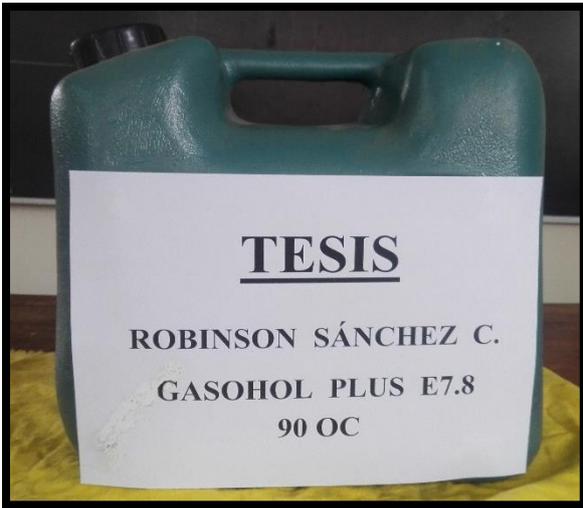


Figura 8: Rotulado de los combustibles involucrados en los ensayos en el IMCI – FIM – Universidad Nacional de Ingeniería

4.1.1. Cálculo de las cantidades necesarias para las mezclas

Las mezclas se realizaron a partir del gasohol comercial E7.8 (92.2 % v/v de gasolina y 7.8% v/v de etanol) sobre este porcentaje de etanol presente en el gasohol se agregó las cantidades de etanol absoluto para obtener las concentraciones volumétricas deseadas, tal como lo muestra la Tabla 3.

Los cálculos de las cantidades de combustible necesarios se realizaron tomando como base 1000 mL (1 litro).

Tabla 3: Concentraciones volumétricas de los combustibles involucrados en los ensayos

Mezcla (1000 mL)	Porcentaje de etanol (%)	Volumen de gasohol E7.8 (mL)	Volumen de etanol inicial (mL)	Volumen de etanol agregado (mL)	Volumen de etanol en la mezcla (mL)
E7.8	7.8	1000	78	-	78
E20	20	867.7	67.7	132.3	200
E25	25	813.4	63.4	186.6	250

Fuente: Propia

4.2. METODOLOGÍA EXPERIMENTAL

La figura 9 muestra la disposición del banco de pruebas utilizado para los ensayos, los mismos que se desarrollaron en las instalaciones del Instituto de Motores de Combustión Interna. Este banco está implementado con un motor Daihatsu modelo CB – 20 cuyas especificaciones técnicas se muestran en la tabla 4.

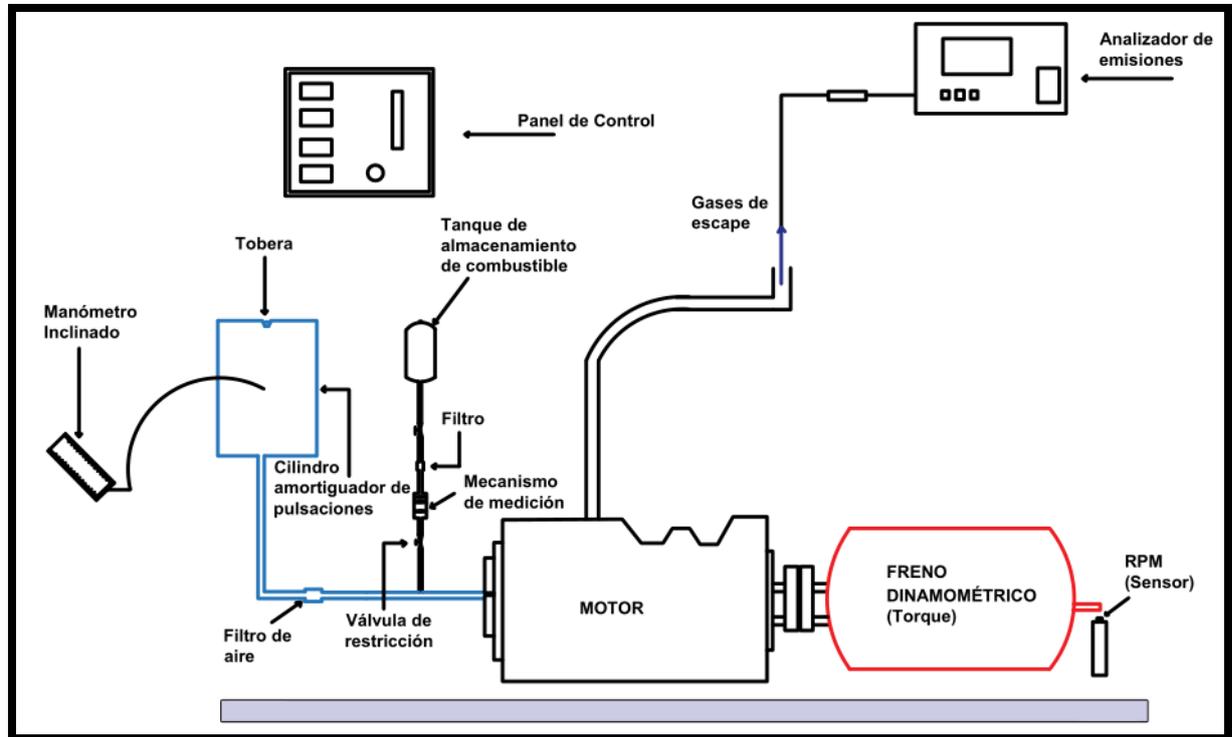


Figura 9: Implementación del Banco de Pruebas utilizado para los ensayos realizados en el IMCI – FIM – Universidad Nacional de Ingeniería

Tabla 4: Características principales del motor utilizado en los ensayos

ESPECIFICACION	VALOR
Marca/Modelo	Daihatsu/CB – 20
Potencia	40 KW a 5500 rpm
Torque	76.5 N.m a 2800 rpm
Numero de Cilindros	3
Cilindrada	993 cc
Diámetro del Cilindro	76 mm
Carrera del Pistón	73 mm
Relación de Compresión	9:1
Inyección de Combustible	Carburador
Tipo de Encendido	Chispa
Orden de Encendido	1-2-3

Fuente: Catalogo del Fabricante

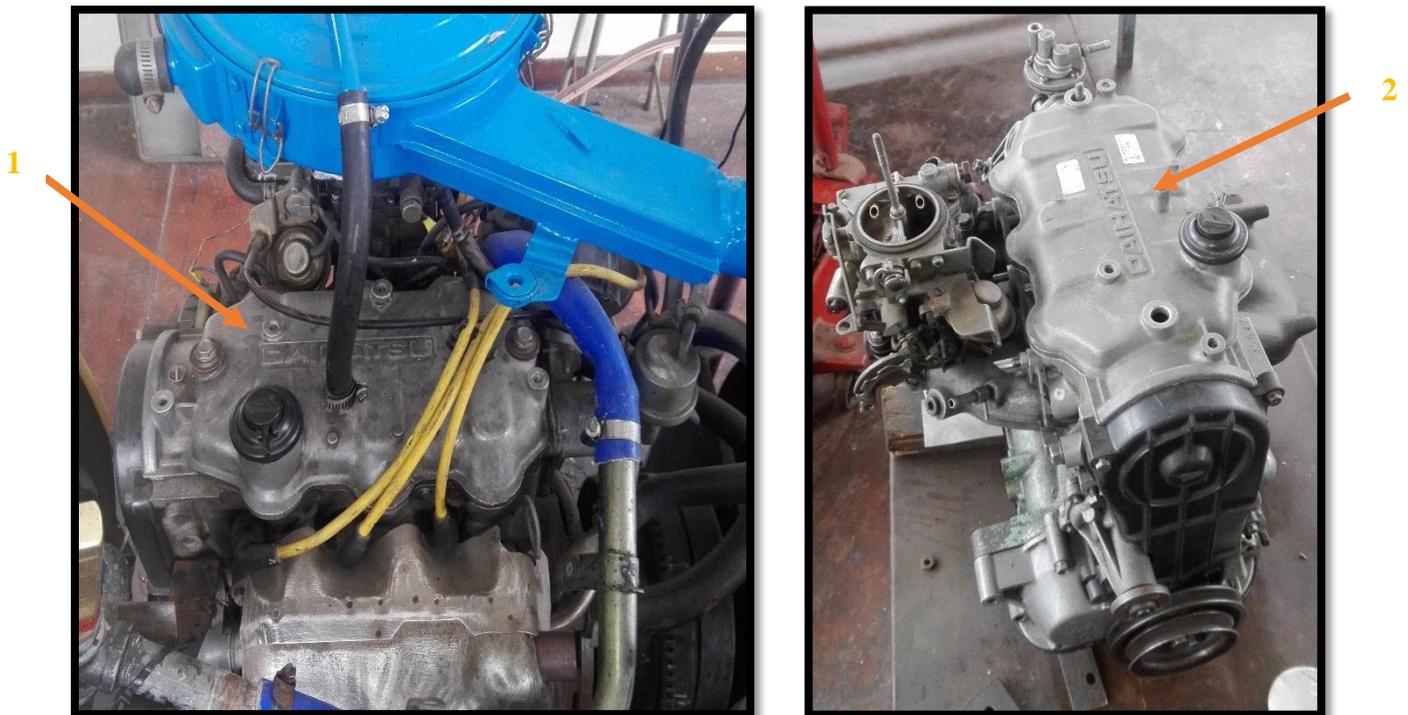
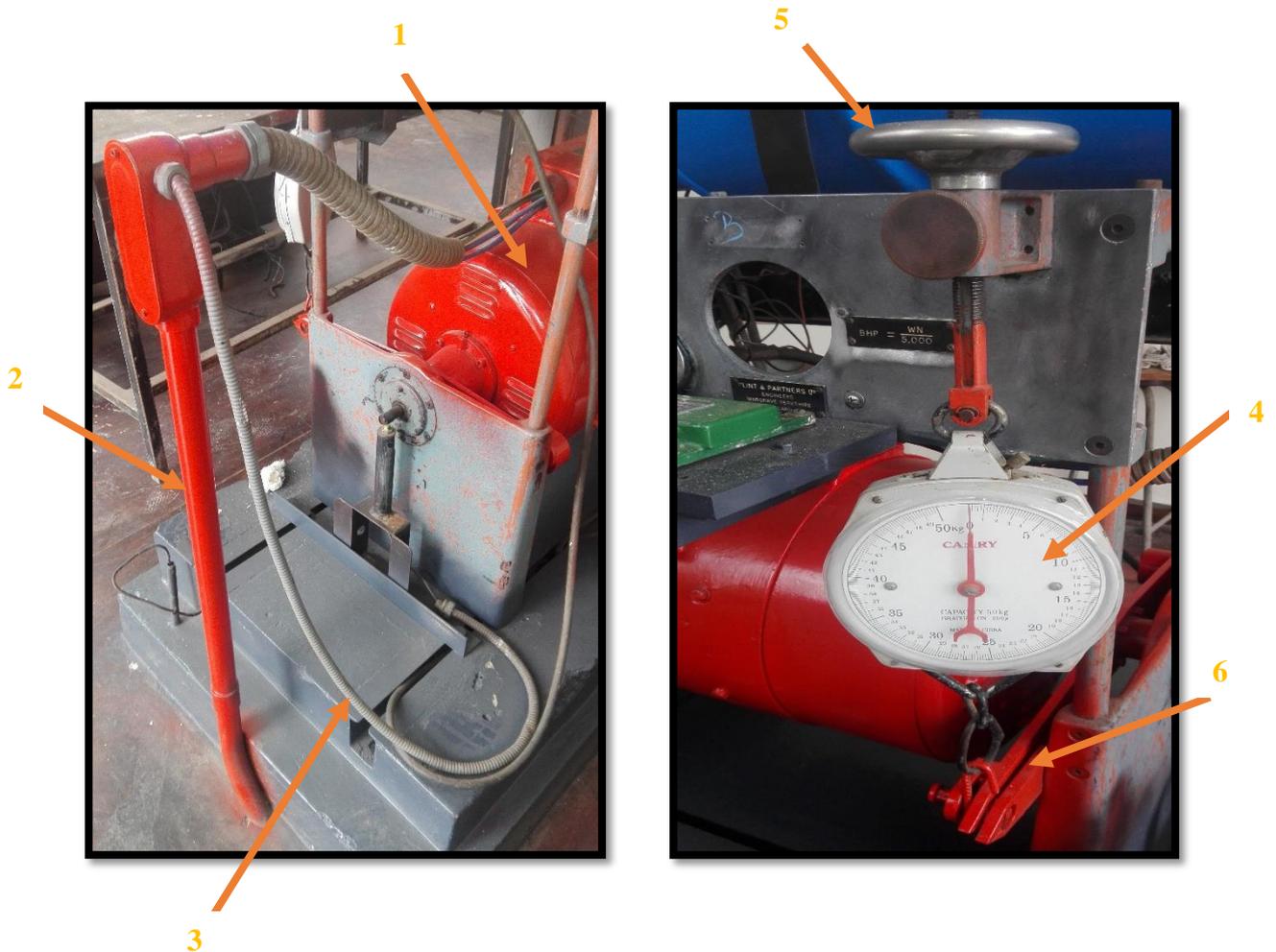


Figura 10: Motor utilizado para los ensayos en el IMCI – FIM – Universidad Nacional de Ingeniería

1 – Motor montado en el banco de pruebas; 2 – Motor desmontado.

Dicho motor va acoplado a un freno dinamométrico de corriente continua marca BKB (Figura 11) cuyas revoluciones máximas son de 3000 rpm, es por tal motivo que los ensayos al motor estuvieron limitados a ese régimen de giro, el referido freno dinamométrico cuenta con un lector analógico de fuerza CAMRY encargado de tomar lectura de la fuerza demandada por la carga a la cual está sometida el motor, expresado en Kg-f, y tiene la capacidad de ensayar motores con una carga máxima de 50 Kg-f o un torque de 147 N.m con una resolución de ± 1 N.m. Para el cálculo del torque será necesario multiplicar dicha lectura por la fuerza de gravedad (9.81 m/s^2) y por el brazo del dinamómetro equivalente a 0.32 m. Cabe destacar que al eje de dicho freno está instalado un sensor de inducción ($\pm 1 \text{ rpm}$) para tener un registro detallado e instantáneo de las revoluciones del motor, datos evidenciados en el panel de control del banco de pruebas.



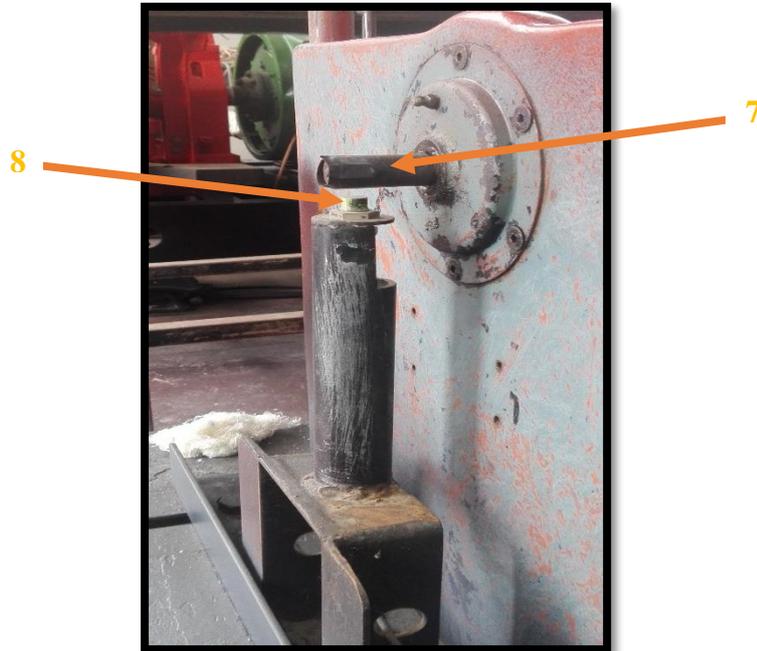


Figura 11: Freno eléctrico dinamométrico (dc) implementado en el banco de pruebas del IMCI – FIM – Universidad Nacional de Ingeniería

1 – Freno dinamométrico; 2 – Alimentación eléctrica del freno del dinamómetro; 3 – Circuito derivado del sensor de inducción; 4 – Lector analógico de fuerza; 5 – Volante para ajustar el 6 – nivel de referencia entre el brazo estático y móvil del freno; 7 – Eje del freno del dinamómetro; 8 – Sensor de inducción.

Con respecto a la medición del consumo de combustible se aprovechó la implementación de un sistema de medición volumétrica expresada en unidades de pinta inglesa entre una y otra placa en el depósito de medida (ver Figura 12). Cuando se lograba estabilizar el motor a las revoluciones pretendidas, se procedía a la medición, en la cual mediante un cronometro se controló el tiempo [s] que tardaba en consumirse el diferencial de volumen consistente en 1/16 de pinta inglesa, el equivalente a 29.5 cm^3 . Y de esta manera se pudo determinar el flujo volumétrico del combustible, el cual al ser multiplicado por su densidad se obtuvo el flujo masico.



Figura 12: Sistema usado para el suministro y medición de combustible – IMCI – FIM – Universidad Nacional de Ingeniería

1 – Disposición del sistema; 2 – unidad de medida volumétrica (1/16 pinta inglesa) entre placa y placa; 3 – Válvulas de restricción de entrada y salida de combustible de la unidad de medición; 4 – Cronómetro.

La figura 13 ilustra el sistema utilizado para la medición de la temperatura de entrada y salida del refrigerante del motor. Se aprovechó la instalación de dos termómetros ($\pm 2\text{ }^{\circ}\text{C}$), uno a la entrada y otro a la salida del refrigerante, dichos termómetro fueron instalados en los ductos de transporte del refrigerante, asegurando de esta manera una lectura constante e instantánea de la temperatura del refrigerante del motor para cada régimen de giro propuesto.

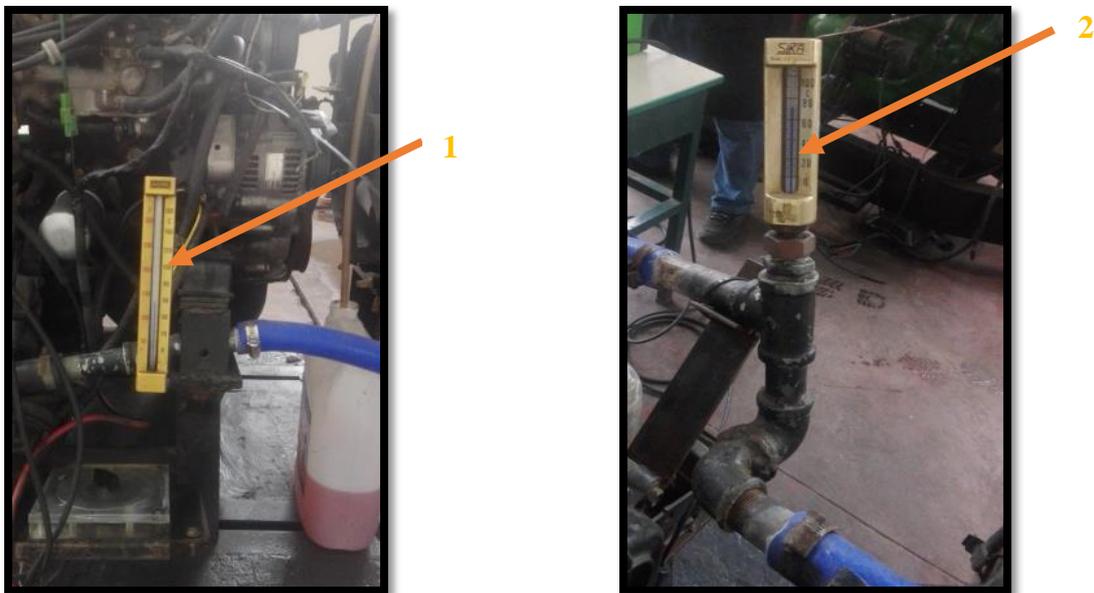


Figura 13: Sistema implementado para la medición de la temperatura del refrigerante – IMCI – FIM – Universidad Nacional de Ingeniería

1 – Termómetro en la entrada del refrigerante; 2 – Termómetro a la salida

La figura 14 muestra los instrumentos utilizados para la medición de las condiciones atmosféricas en el lugar de los ensayos, un termohigrómetro digital de marca Fluke, encargado de la toma de datos de la temperatura del ambiente ($\pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$) y la humedad relativa ($\pm 1\%$), paralelamente el instrumento para la toma de datos de presión barométrica, la cual se tomó medida dos vez por día antes de iniciar y terminar con los ensayos, esto debido a su invariabilidad de su lectura por tratarse de un solo lugar. Así mismo se muestra la implementación de un manómetro inclinado de agua en forma de U ($\pm 1\text{ cmH}_2\text{O}$) en el banco de pruebas, necesario para la medición de presión diferencial a través la tobera del tanque amortiguador en el proceso de la admisión del aire.

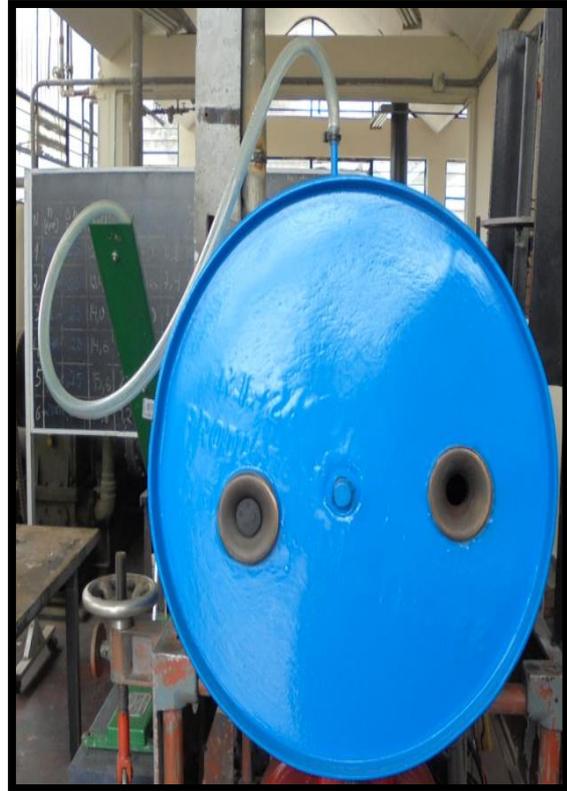
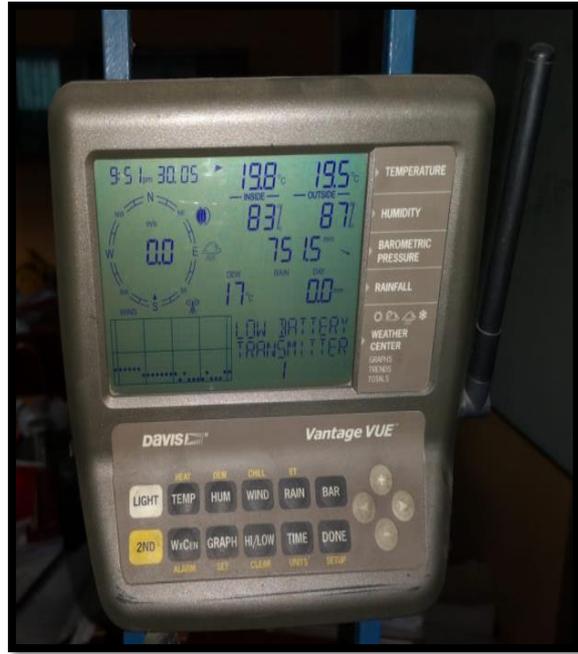


Figura 14: Termohigrómetro digital Fluke, barómetro y manómetro inclinado – IMCI – FIM – Universidad Nacional de Ingeniería

Finalmente, para la medición de gases de combustión fue necesario realizar una modificación al tubo de escape, el cual se prolongaba hasta fuera del techo, por tal motivo fue necesario adaptar una derivación (ver figura 15) por sobre el silenciador del tubo de escape para poder introducir la sonda del analizador. Cabe destacar el agradecimiento al Instituto de Soldadura de la FIM – UNI por el apoyo brindado para realizar la referida derivación.

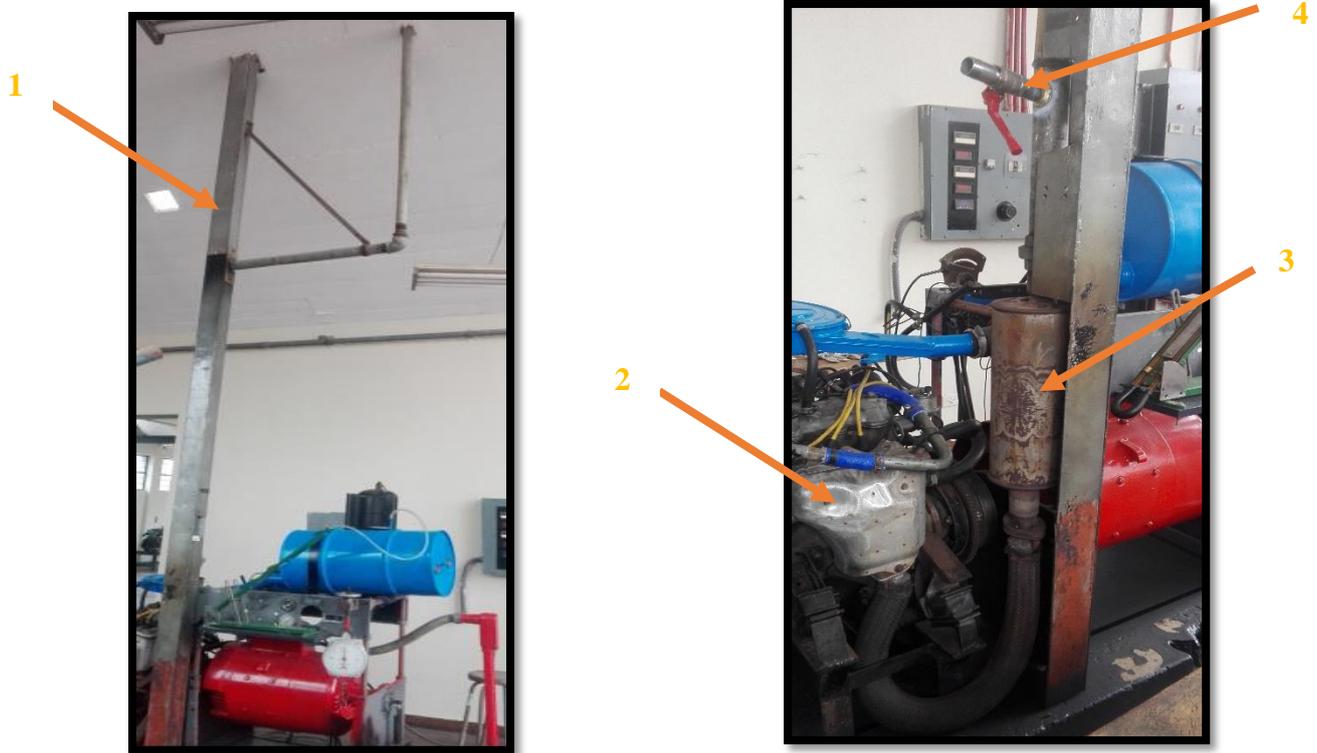


Figura 15: Adaptación de la derivación necesaria al tubo de escape para realizar la medición de gases – IMCI – FIM – Universidad Nacional de Ingeniería

1 – Disposición inicial (hacia el techo); 2: Admisión de escape; 3 – Silenciador; 4 – Derivación necesaria para introducir la sonda.

Ya luego después de hacer la referida derivación, el sistema quedó listo para la medida de gases los cuales se realizaron con un analizador de emisiones marca Bosh modelo BEA 250, el cual se presenta en la figura 16, para dar inicio a las mediciones, en primer lugar se configuraba el *software* del analizador para luego de estabilizados los regímenes de giro introducir la sonda en el tubo y esperar aproximadamente 0.5 minutos para que el analizador registre los datos de CO , CO_2 , NO , O_2 , HC , factor lambda y la temperatura del aceite del motor.

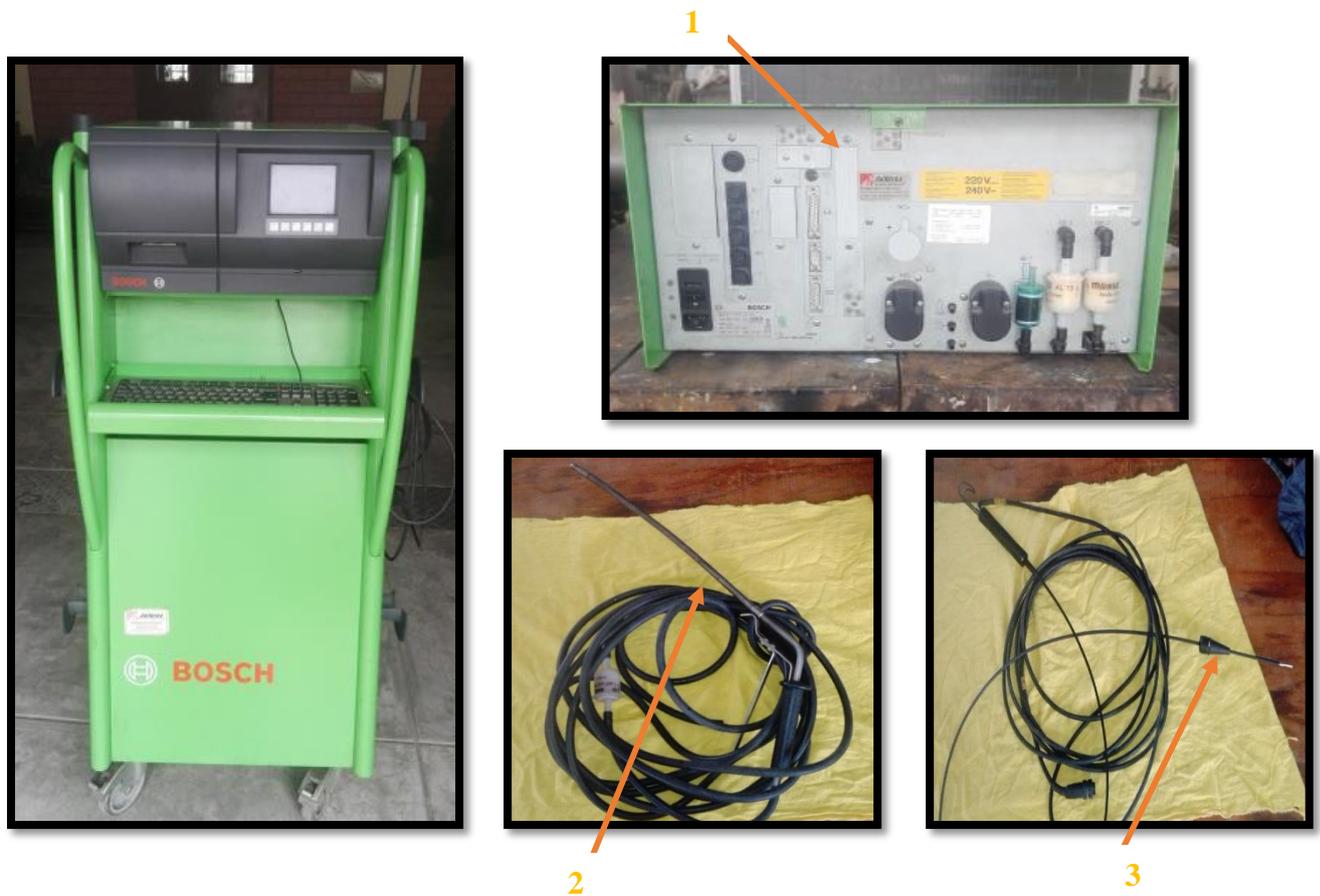


Figura 16: Analizador de emisiones Bosh BEA 250 – IMCI – FIM – Universidad Nacional de Ingeniería

1 – Vista posterior del analizador; 2 – Sonda a introducir en el tubo de escape; 3 – Sonda para medir la temperatura del aceite.

4.3. PROTOCÓLOGO DE ENSAYOS

4.3.1. Registro de las variables del motor durante los ensayos

Ya luego de que en el apartado 3.2 se explicara los métodos y técnicas con los cuales se realizaron la toma de los diferentes datos involucrados en los ensayos, así mismo los instrumentos y equipos con los que se realizaron dichos registros. A continuación, la tabla 5 nos muestra las variables medidas en los ensayos.

Tabla 5: Variables medidas en los ensayos.

VARIABLE	UNIDAD
Régimen de giro	[RPM]
Fuerza del freno dinamométrico	[Kg-f]
Medida volumétrica del consumo de combustible	[cm^3]
Tiempo de consumo de combustible	[s]
Presión diferencial en la tobera de admisión de aire	[$cm H_2O$]
Temperatura de admisión del aire	[°C]
Temperatura de entrada del refrigerante	[°C]
Temperatura de salida del refrigerante	[°C]
Temperatura del aceite	[°C]
Temperatura ambiente	[°C]
Humedad relativa	[%]
Presión barométrica	[KPa]
Oxígeno	[%]
Monóxido de Carbono	[%]
Dióxido de Carbono	[%]
Hidrocarburos	[ppm]
Óxido de Nitrógeno	[ppm]
Factor Lambda	[-]

4.3.2. Procedimiento seguido para los ensayos

Todos los días antes de dar inicio a los ensayos se verificaba las condiciones de operación tanto del banco de pruebas como del motor, como el nivel del aceite, la alimentación del refrigerante, la correcta fijación de los termómetros de entrada y salida de refrigerante, el adecuada fijación del manómetro inclinado y su manguera, los terminales de la batería en buen estado, la adecuada alimentación eléctrica del panel de control (figura 17) y en general, que todos los componentes del banco estén correctamente fijados y conectados.



Figura 17: Panel de Control – IMCI – FIM – Universidad Nacional de Ingeniería

1 – Lector digital de las RPM; 2 – Conjunto de resistencias necesarias para aplicar freno al motor; 3 – Perilla de freno para estabilizar las RPM.

Para iniciar los ensayos, inmediatamente después de encender el motor, se regulo la apertura de la válvula mariposa en la posición del 25 % (figura 18), es decir, los ensayos se realizaron con una carga correspondiente a 1/4 de la carga máxima para cada régimen de revolución propuesto. Se iniciaron los ensayos utilizando en primer lugar el gasohol comercial (E7.8) primero en el de 90 octanos y luego el de 95 octanos. Como ya se mencionó antes, los ensayos estuvieron limitados a un máximo de 3000 RPM, debido a las especificaciones técnicas del freno eléctrico del dinamómetro, es así como se inició con un máximo de 3000 revoluciones, luego 2700, 2300, 2000 y finalmente las 1600 revoluciones.



Figura 18: Regulador de apertura de la válvula mariposa (carga del motor) – IMCI – FIM – Universidad Nacional de Ingeniería

Con respecto a los ensayos con el gasohol E20, en sus dos niveles de octanaje, hubo modificaciones en los regímenes de giro, es decir, ya no se pudo evaluar a los 3000, 2700, 2300, 2000 y 1600 a los cuales fueron evaluados el E7.8. La modificación consistió en el cambio de un régimen de giro, el de 1600 por 2500, esto debido fundamentalmente a que, según se pudo comprobar en los ensayos, a 1600 revoluciones el motor perdió potencia y no se logró estabilizar, lo que conllevó a incluir un nuevo punto, el de 2500 rpm.

De forma análoga para el gasohol E25, también en sus dos niveles de octanaje, se produjo la modificación para 2000 por 2200 rpm, modificación realizada también de manera obligatoria debido a que a 2000 rpm el motor evidenciaba los mismos problemas que a 1600 para E20.

Para todos los combustibles, se iniciaron los ensayos encendiendo el motor y esperando aproximadamente 5 minutos para que se estabilicen sus parámetros de funcionamiento, luego de eso se procedió a estabilizar las rpm propuestas, para de esa manera iniciar las mediciones. Paralelo a esto se realizó la medida de la presión barométrica, al iniciar y terminar los ensayos durante un día (dos medidas por día).

En primer lugar, se tomaba la medida de la fuerza del dinamómetro, registrado en el lector analógico del mismo. Éste como los demás datos tomados en los ensayos se registraron en una pizarra implementada en las inmediaciones del banco de pruebas, para luego ser llevados hacia una hoja de cálculo.

En seguida se procedió a la medida del consumo de combustible, el cual consistió en la toma del tiempo en que tardaba consumirse el volumen graduado consistente en 1/16 de pinta inglesa (29.5 cm^3). Luego de esto se tomó medida de los termómetros de entrada y salida del refrigerante.

Con respecto a la medida de la presión diferencial en la tobera de admisión del aire, esta se realizó con la ayuda de una regla graduada, con la cual se medía, en cm, la diferencia de niveles de agua en el manómetro inclinado, paralelamente se registraron los datos de temperatura ambiente y humedad relativa, que con ayuda del termohigrómetro se pudieron tomar los datos instantáneos. Así mismo, se acercó el termohigrómetro hacia la tobera del tanque de aire para registrar el dato de la temperatura de admisión del aire.

Para poder obtener una medición más precisa de los gases de escape se introdujo la sonda en su totalidad entre la derivación implementada y el tubo en sí, se esperó ciertos segundos para que el analizador leyera los datos. Se registraron los datos en la pantalla para luego ser almacenados por cada régimen de giro, para que al final de los 5 puntos se procedió a imprimir los baucher con los datos registrados y almacenados, luego de eso, se cerró la válvula de restricción en la derivación.

Finalizados los ensayos durante el día, se apagó el motor no sin antes desactivar las resistencias encargadas de frenar el motor y disminuyendo paulatinamente las revoluciones. Los días que se utilizó el E20 y el E25 se procedió a hacer funcionar el motor con E7.8 para purgar sus componentes debido a que los residuos del etanol, al quedar almacenados, provocan corrosión, principalmente en los componentes plásticos.

Cabe mencionar que se realizaron dos medidas por cada una de las 18 variables, a excepción de la presión barométrica y volumen del combustible, considerando que son 5 los regímenes de giro son aproximadamente 180 los datos registrados; a su vez, 6 los tipos de combustibles hacen un total de 1080 los datos registrados durante la realización de los ensayos.

4.4. ESTANDARIZACIÓN DE LOS REGÍMENES DE GIRO

Como se explicó en el apartado anterior, los regímenes de giro no fueron los mismos para todos los combustibles ensayados, esto debido a problemas mecánicos en el motor ya explicados. Los regímenes de giro evaluados para cada combustible, en sus dos niveles de octanaje, fueron los siguientes:

E7.8: 1600; 2000; 2300; 2700 y 3000 rpm.

E20: 2000; 2300; 2500; 2700 y 3000 rpm.

E25: 2200; 2300; 2500; 2700 y 3000 rpm.

Y teniendo la necesidad de unificar los regímenes de giro, esto para elaborar las curvas características de funcionamiento del motor, se evidencio conveniente realizar un análisis de interpolación y extrapolación de las variables medidas en los ensayos para los regímenes de giro faltantes para cada uno de los combustibles, los cuales son los siguientes:

E7.8: 2200 y 2500 rpm.

E20: 1600 y 2200 rpm.

E25: 1600 y 2000 rpm.

Es decir, se interpolaron y/o extrapolaron según sea el caso, dos regímenes de giro por cada combustible, lo que conlleva al análisis de 7 puntos (régimen de giro) en los ensayos, aprovechando esto también para un análisis mayor de las curvas características del motor, aun con la limitación de ser datos teóricos.

4.5. EXPRESIONES PARA EL CÁLCULO DE PARÁMETROS

- **Torque efectivo:**

Debido a que la implementación del banco de pruebas no está dispuesto para la toma del dato de torque efectivo directamente, sino de la fuerza que éste ejerce. La expresión necesaria para su cálculo es la siguiente:

$$M_e = F_d \times g \times l \quad (1)$$

Donde:

M_e : Torque efectivo [N.m.]

F_d : Fuerza [Kg-f]

g : Gravedad [m/s^2]

l : Longitud del brazo del freno dinamométrico [m]

- **Potencia Efectiva**

La potencia efectiva que entrega el motor es proporcional al torque efectivo cuya constante de proporcionalidad es el régimen de giro. Su expresión es la siguiente:

$$N_e = M_e \times \eta \times \frac{\pi}{30000} \quad (2)$$

Donde:

N_e : Potencia efectiva [KW]

η : Régimen de giro [RPM]

- **Flujo masico de combustible**

El flujo masico de combustible depende del flujo volumétrico del combustible y de la densidad del mismo.

$$\dot{m}_c = \dot{V} \times \rho_c \quad (3)$$

Donde:

\dot{m}_c : Flujo masico [Kg/s]

\dot{V} : Flujo volumetrico [cm^3/s]

ρ_c : Densidad del combustible [Kg/ cm^3]

Para el caso del gasohol E20 y E25:

$$\dot{m}_c = \dot{V}_e \times \rho_e + \dot{V}_{gas} \times \rho_{gas}$$

Donde:

\dot{V}_e : Flujo volumétrico del etanol en la mezcla [cm^3/s]

ρ_e : Densidad del etanol [Kg/ cm^3]

\dot{V}_{gas} : Flujo volumétrico del gasohol comercial en la mezcla [cm^3/s]

ρ_{gas} : Densidad del gasohol en la mezcla [Kg/ cm^3]

- **Flujo masico del aire**

El dato del flujo masico del aire se obtendrá del factor lambda, el cual es medible gracias al analizador de emisiones, la expresión del referido factor es la siguiente:

$$\lambda = \frac{(A/F)_R}{(A/F)_t} \quad (4)$$

Donde:

$(A/F)_t$: Relación aire combustible teórico.

$(A/F)_R$: Relación aire combustible real.

El dato $(A/F)_t$ es un dato conocido y se puede obtener de cualquier bibliografía relacionada al tema de combustión. La relación ideal de aire y combustible en un motor de gasolina es de 14,7 kg de aire por 1 kg de combustible. Esta se denomina mezcla estequiométrica. Y al conocer también el dato del factor lambda, se podrá obtener fácilmente el dato de $(A/F)_R$.

Por su lado, el consumo de aire se puede despejar de la relación aire combustible de la siguiente manera:

$$(A/F)_R = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_c} \quad \rightarrow \quad \dot{m}_a = (A/F)_R \times \dot{m}_c \quad (5)$$

Donde:

\dot{m}_a : Flujo masico de aire [g/h]

- **Consumo especifico de combustible**

El consumo especifico de combustible es la cantidad de combustible consumida por el motor durante una hora para producir una potencia efectiva dada. Mientras más eficiente es un motor menor es el consumo especifico de combustible. Para el caso de combustibles formados por mezclas la expresión es la siguiente:

$$cec = \frac{[\dot{m}_{gas} + (\frac{PCI_e}{PCI_{gas}})\dot{m}_e]3600000}{N_e} \quad (6)$$

Donde:

cec : Consumo especifico de combustible [g/KW – h]

PCI_e : Poder calorífico inferior del etanol [KJ/Kg]

PCI_{gas} : Poder calorífico inferior de la gasolina [KJ/Kg]

- **Presión media efectiva.**

Es el promedio de todas las presiones instantáneas que se producen en la fase de combustión y expansión de los gases dentro del cilindro. La presión media está en función del llenado del cilindro y del aprovechamiento del combustible que se introduce al motor, y se presenta con la siguiente expresión:

$$pme = \frac{W_e}{V_T} = \frac{\tau \times N_e}{n \times V_T} \times \frac{30}{\pi} \quad (7)$$

Donde:

pme: Presión media efectiva [Kpa]

W_e: Trabajo realizado por el motor [KJ]

V_T: Cilindrada [*m*³]

τ: Numero de revoluciones por ciclo [para un motor de 4 tiempos; ***τ*** = 2]

- **Rendimiento efectivo.**

El rendimiento efectivo es un parámetro que depende de la relación entre la potencia efectiva entregada por el motor y la energía suministrada por el combustible, en este caso la mezcla de la gasolina y el gasohol, por ende, la expresión que lo representa cuando se trata de una mezcla es la siguiente:

$$\eta_e = \frac{N_e}{\dot{m}_{gas}PCI_{gas} + \dot{m}_ePCI_e} \times 100 \quad (8)$$

Donde:

PCI_{gas} = 44000 KJ/Kg

PCI_e = 26800 KJ/Kg

η_e: Rendimiento efectivo [%]

V. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

El presente capítulo aborda los resultados de las variables calculadas y medidas más relevantes para el presente estudio tanto para lo que tiene que ver con el rendimiento como para emisión de gases, es así como para el tema de rendimiento y desempeño del motor las curvas características de las variables calculadas presentadas mediante gráficos de dispersión en el presente capítulo son: Torque efectivo (M_e), potencia efectiva (N_e), consumo específico de combustible (cec), flujo masico de combustible (\dot{m}_c), flujo masico de aire (\dot{m}_a) y rendimiento efectivo (η_e); y las de emisiones son las siguientes: Monóxido de Carbono (CO), Dióxido de Carbono (C_2O) y Óxidos de Nitrógeno (NO).

En el **Anexo 3** se presenta el análisis de varianza para el diseño estadístico utilizado, consistente en el diseño por bloques completos al azar, dicho análisis fue realizado para validar los datos y muestras principales variables empleadas en el presente estudio obtenidos en los ensayos experimentales.

Complementariamente, en el **Anexo 4** se presentan las planillas de las variables calculadas complementarias útiles para un mayor y mejor análisis del desempeño del motor, éstas son: Presión media efectiva (pme), trabajo efectivo del motor por ciclo (W_e), factor lambda (λ) y flujo masico de etanol (\dot{m}_e) y gasolina (\dot{m}_g) en el combustible mezcla.

Análogamente en el **Anexo 5** se presentan las planillas de los gases adicionales a los mostrados en el presente capítulo, los cuales son: el oxígeno (O_2) y los hidrocarburos inquemados (HC).

Análogamente también el **Anexo 6** nos presenta las panillas completas en las cuales se presentan todas las variables medidas, incluido también sus desviaciones estándar, en los respectivos ensayos para cada uno de los combustibles.

Cabe destacar que todas las curvas características en los gráficos han sido evaluadas con respecto a los regímenes de giro (curvas características de velocidad), además contienen sus respectivas leyendas para cada uno de los combustibles, en sus diferentes concentraciones de etanol y niveles de octanaje para un análisis general de la variable analizada. Adicional a ello se presentan gráficos por separado tanto para 90 como para 95 octanos para un análisis de cada variable presentada por separado para cada nivel de octanaje. Además de ello, se presenta la línea de tendencia polinómica del gasohol E7.8 para un mayor nivel de referencia de comparación con respecto a los demás gasoholes, temática del objetivo general del presente trabajo de tesis.

Las comparaciones entre el E20 y E25 con respecto al E7.8 se realizarán obteniendo un promedio de medición en todos los regímenes de medida entre uno y otro combustible respetando el nivel de octanaje, es decir, se comparará el E7.8 90 OC con el E20 y E25 también de 90 OC, realizando lo propio para los combustibles de 95 OC.

5.1. RESULTADOS DE RENDIMIENTO Y DESEMPEÑO DEL MOTOR

5.1.1. Resultados de Torque Efectivo

La figura 19 presenta los resultados para el torque efectivo, en el cual se observa que, en términos generales, conforme aumenta el régimen de giro, el torque disminuye. En éste se observa que el torque máximo lo obtuvo el E7.8 de 90 octanos alcanzando un pico máximo de 51.48 N.m para un régimen de 2000 rpm, paralelamente el menor valor lo obtuvo el E7.8 95 con un valor de 21.66 N.m, y esto se asume como una diferencia debido al diseño mecánico de funcionamiento de los principales componentes del motor y su capacidad de respuesta frente a diferentes octanajes, de ahí que el fabricante recomienda usar combustible de 90 octanos y no de 95 u otro nivel de octanaje.

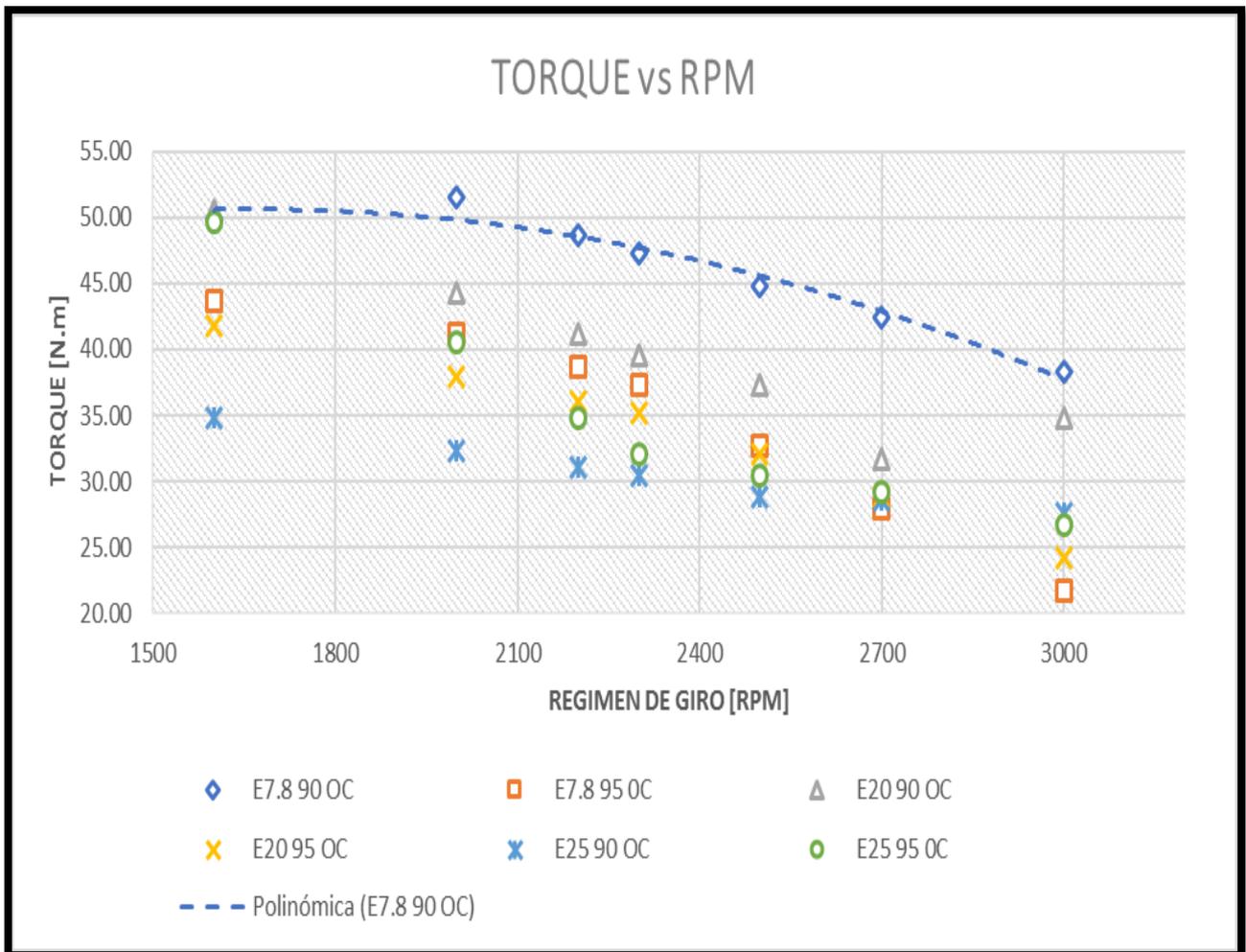


Figura 19: Torque efectivo vs RPM para diferentes mezclas de etanol – gasolina y niveles de octanaje – IMCI – FIM – Universidad Nacional de Ingeniería.

La figura 20 muestra los resultados obtenidos de torque para los combustibles de 90 octanos, en el cual el torque promedio del E7.8 DE 90 asciende a 46.11 N.m, por su parte el E20 presenta un torque medio de 39.92, representando un descenso de este último con respecto al gasohol comercial de 7.4%, así mismo para el E25 se obtuvo un torque medio de 30.54 N.m, representando una minoración de 33.76% respecto al E7.8.

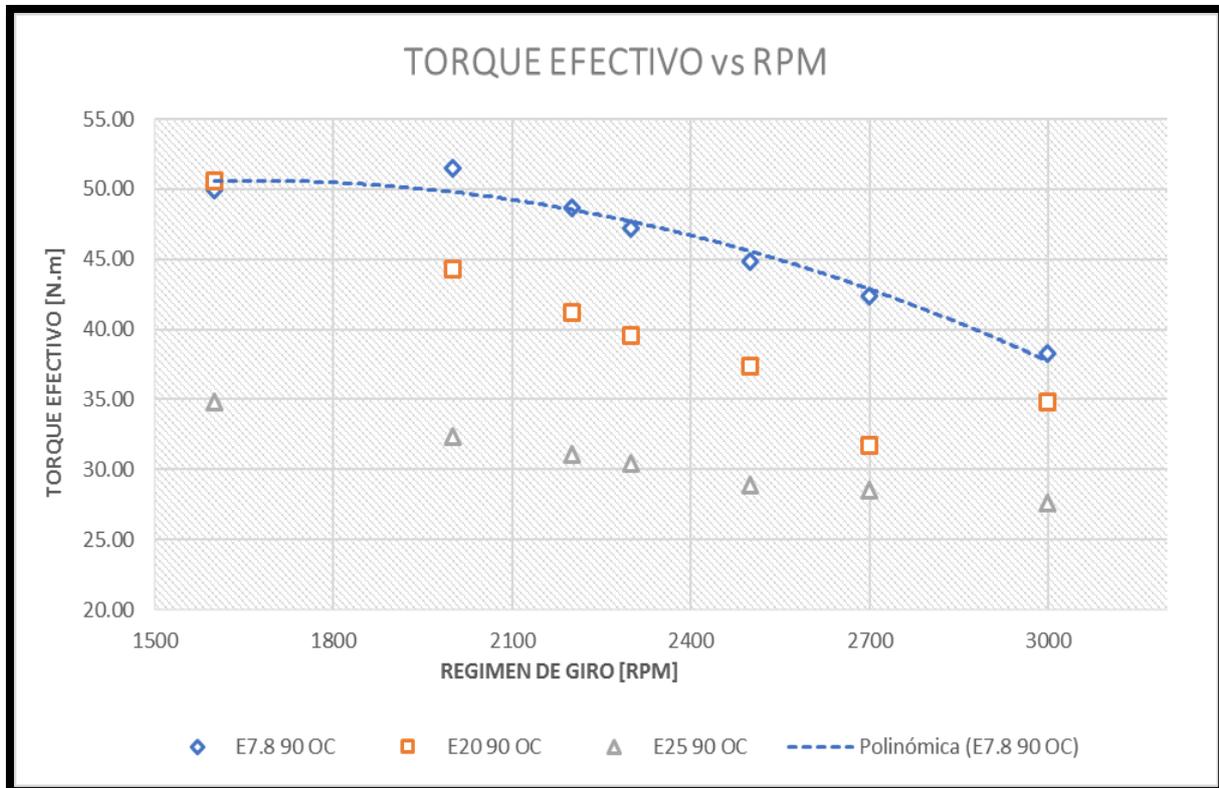


Figura 20: Torque efectivo vs RPM para combustibles de 90 octanos – IMCI – FIM – Universidad Nacional de Ingeniería.

En el caso de los combustibles de 95 octanos los resultados los muestra la figura 21 en la cual se obtuvo que el E7.8 obtuvo un torque medio de 34.71 N.m, comparado con el E20 que obtuvo un torque promedio de 33.72, este último representa una disminución del 2.85% con respecto al E7.8, por otro lado, en el E25 se calculó un torque promedio de 34.74 N.m, representando eso un aumento de 0.08% respecto al E7.8, un aumento poco significativo.

5.1.2. Resultados de Potencia Efectiva

La figura 22 nos muestra los valores obtenidos para la potencia efectiva para diferentes RPM, en el cual se aprecia que, debido a que la potencia depende directamente de las RPM, conforme aumenta las revoluciones la potencia efectiva entregada por el motor también aumenta. Así mismo el punto más alto la ofreció el E7.8 de 90 octanos con una potencia efectiva de 12.03

KW a 3000 revoluciones, por otro lado, el punto más bajo la ofreció el E25 de 90 octanos con un valor de 5.84 KW.

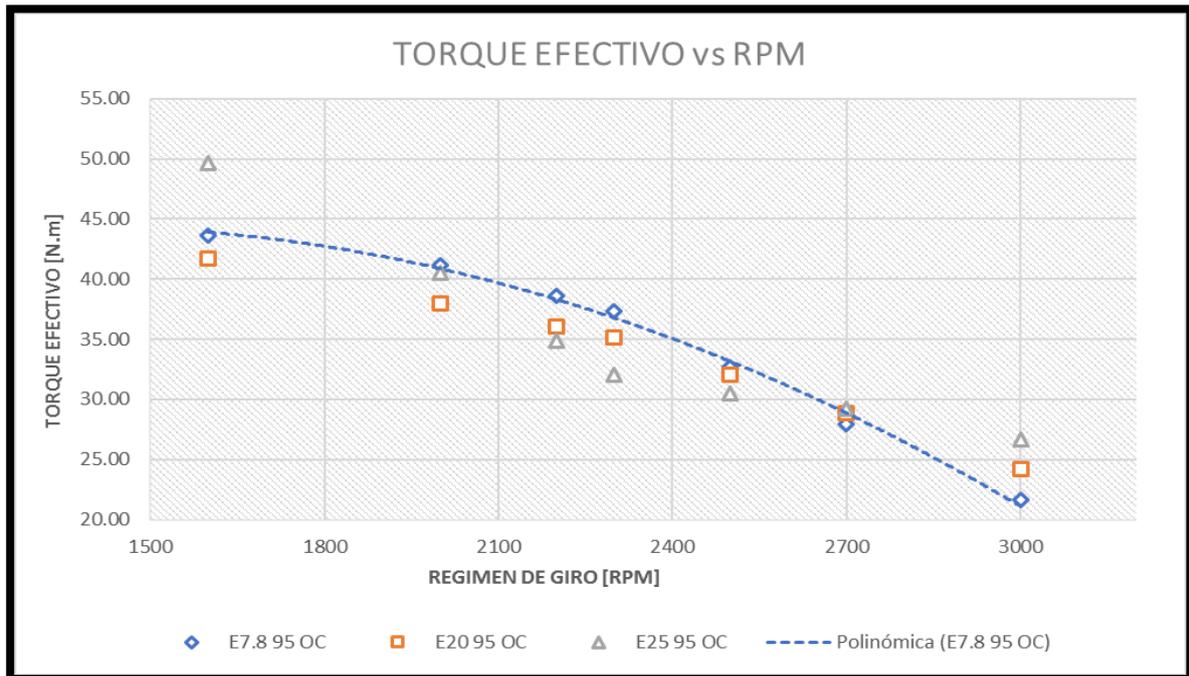


Figura 21: Torque vs RPM para combustibles de 95 octanos – IMCI – FIM - UNI

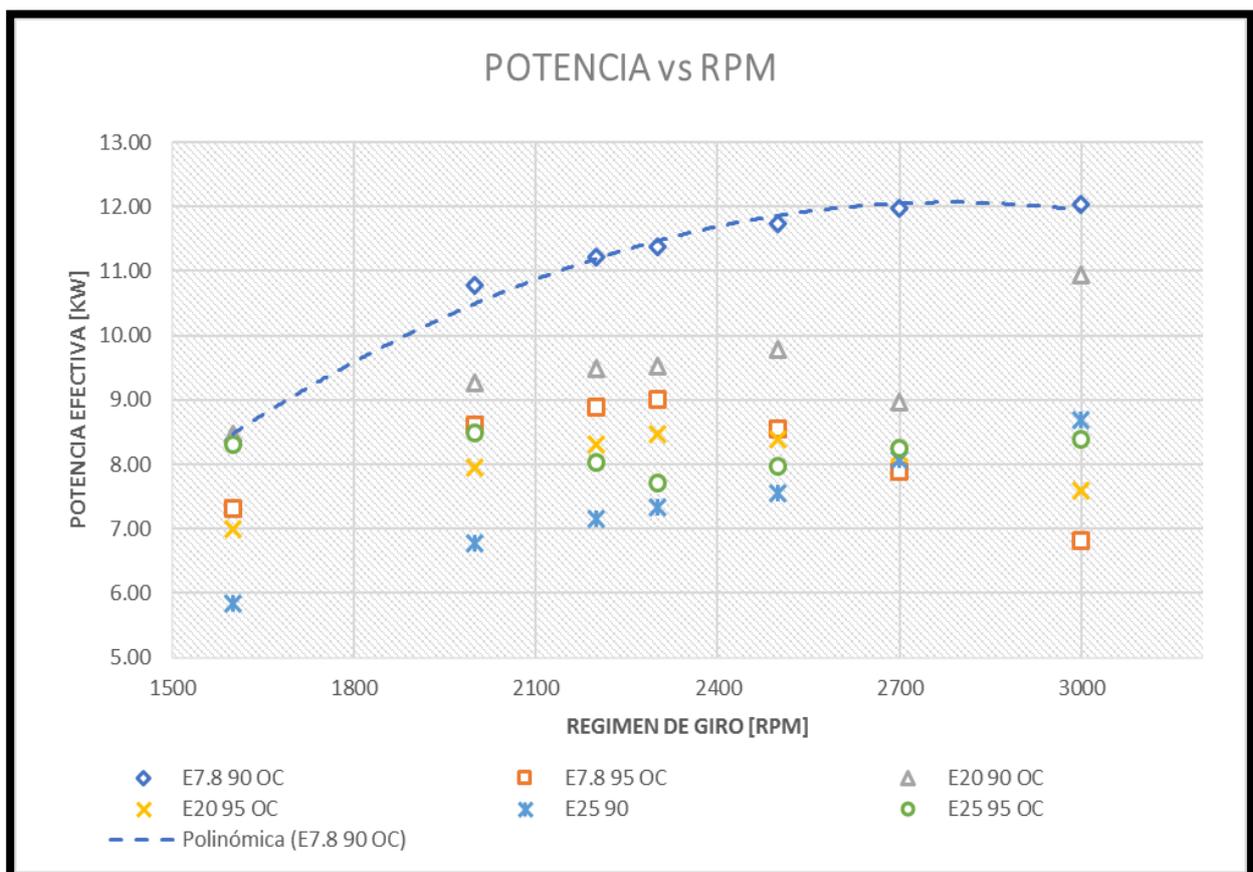


Figura 22: Potencia efectiva vs RPM para diversas mezclas etanol – gasolina y niveles de octanaje – IMCI – FIM – Universidad Nacional de Ingenieria.

La figura 23 muestra los resultados de potencia efectiva para combustibles de 90 octanos, el E7.8 presentó una potencia efectiva promedio de 11.07 KW (desviación estándar: ± 0.06), lo cual comparado con los 9.49 KW (desviación estándar: ± 0.06) del E20, este último representa una disminución correspondiente al 14.27% con respecto al primero. Por otro lado, el E25 proporcionó una potencia promedio de 7.35 KW (desviación estándar: ± 0.05) lo cual representa un 33.6% menos con respecto al E7.8.

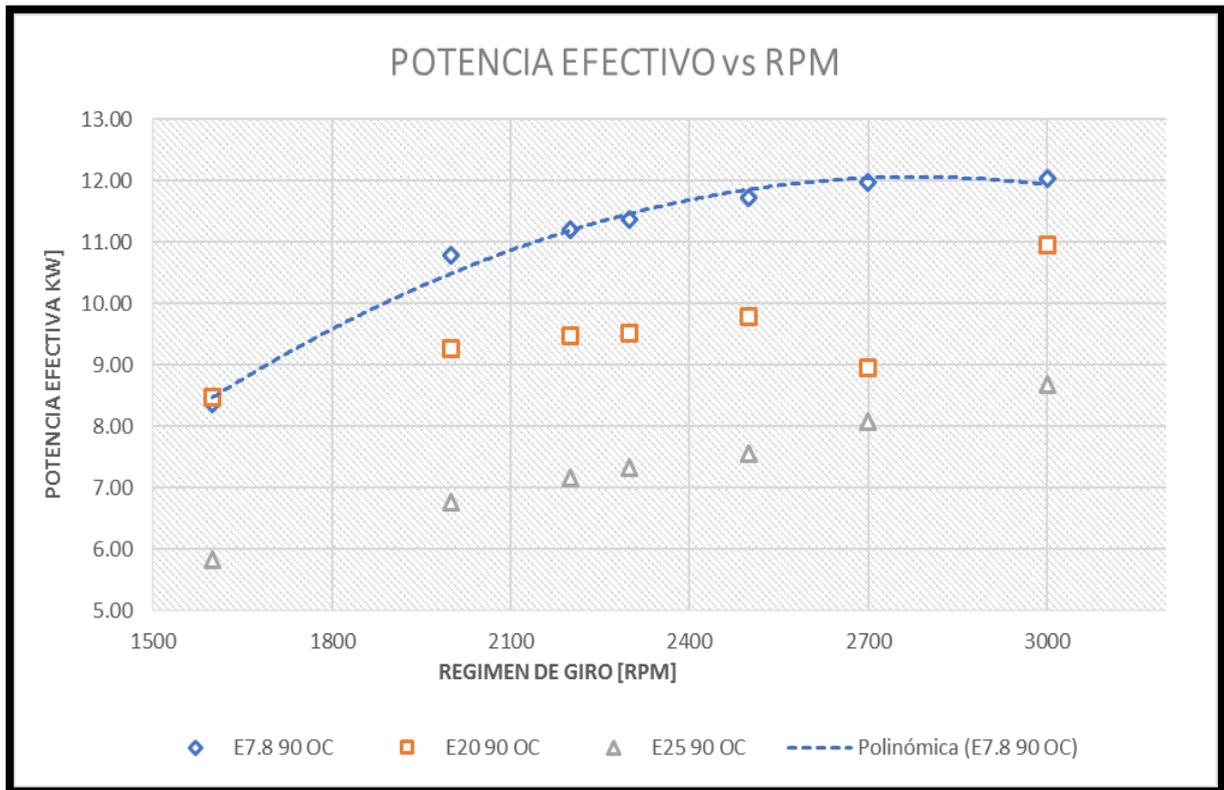


Figura 23: Potencia efectiva vs RPM para combustibles de 90 octanos – IMCI – FIM – Universidad Nacional de Ingeniería.

Por su parte la figura 24 nos muestra los resultados para los combustibles de 95 octanos, el gasohol comercial E7.8 proporciona una potencia efectiva promedio ascendente a 8.15 KW (desviación estándar: ± 0.05), por su parte el E20 muestra una potencia de 7.98 KW (desviación estándar: ± 0.06) que comparado con el E7.8 representa una disminución del 2.08%. Luego el E25 entrega una potencia al freno de 8.16 KW (desviación estándar: ± 0.33) lo cual comparado con el E7.8 conlleva, considerando los valores de sus respectivas desviaciones estándar, a una inapreciable variación.

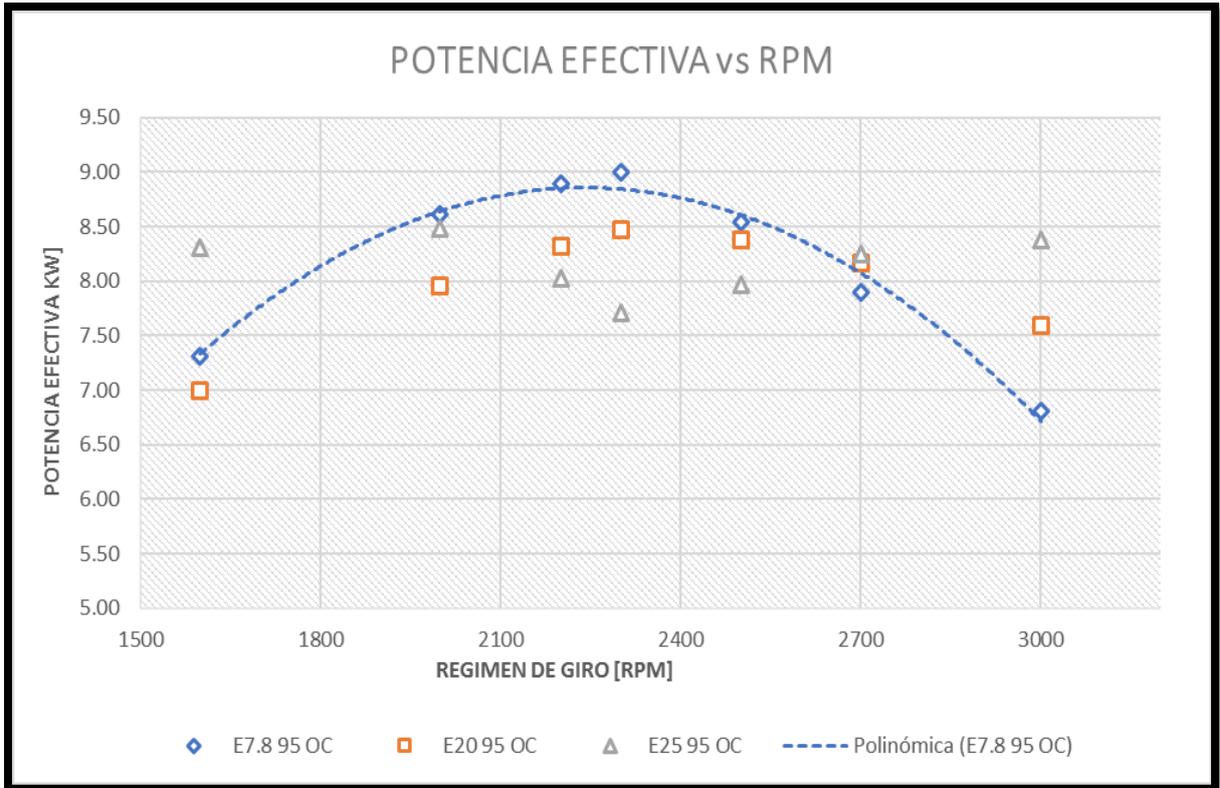


Figura 24: Potencia efectiva vs RPM para combustibles de 95 octanos – IMCI – FIM - UNI

5.1.3. Resultados de consumo específico de combustible

La figura 25 nos muestra los resultados obtenidos para el consumo específico de combustible en el cual se observa que este parámetro no guarda relación con el aumento o disminución de las rpm, es decir, sus valores obtenidos no guardan relación con el régimen de giro. En este se puede notar que el E25 de 90 octanos presenta una notoria supremacía con respecto a los demás combustibles, cuyo máximo valor de 699.72 g/KW-h (desviación estándar: ± 0) se obtuvo a los 2500 rpm, paralelamente el mínimo valor lo obtuvo el E25 de 95 octanos con un valor de 231.64 g/KW-h (desviación estándar: ± 38.12) se obtuvo a los 1600 rpm.

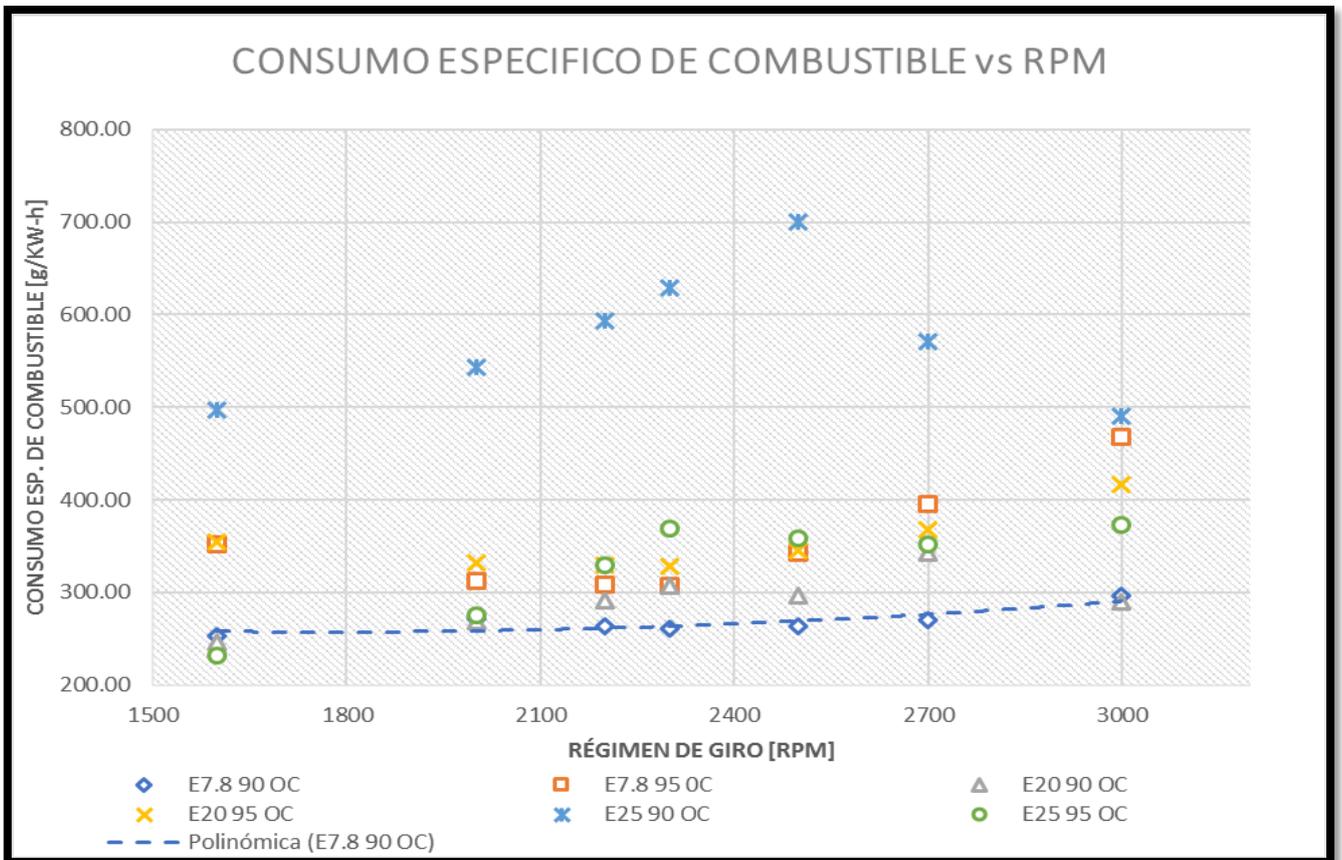


Figura 25: Consumo específico vs RPM para diversas mezclas gasolina – etanol y niveles de octanaje – IMCI – FIM - UNI

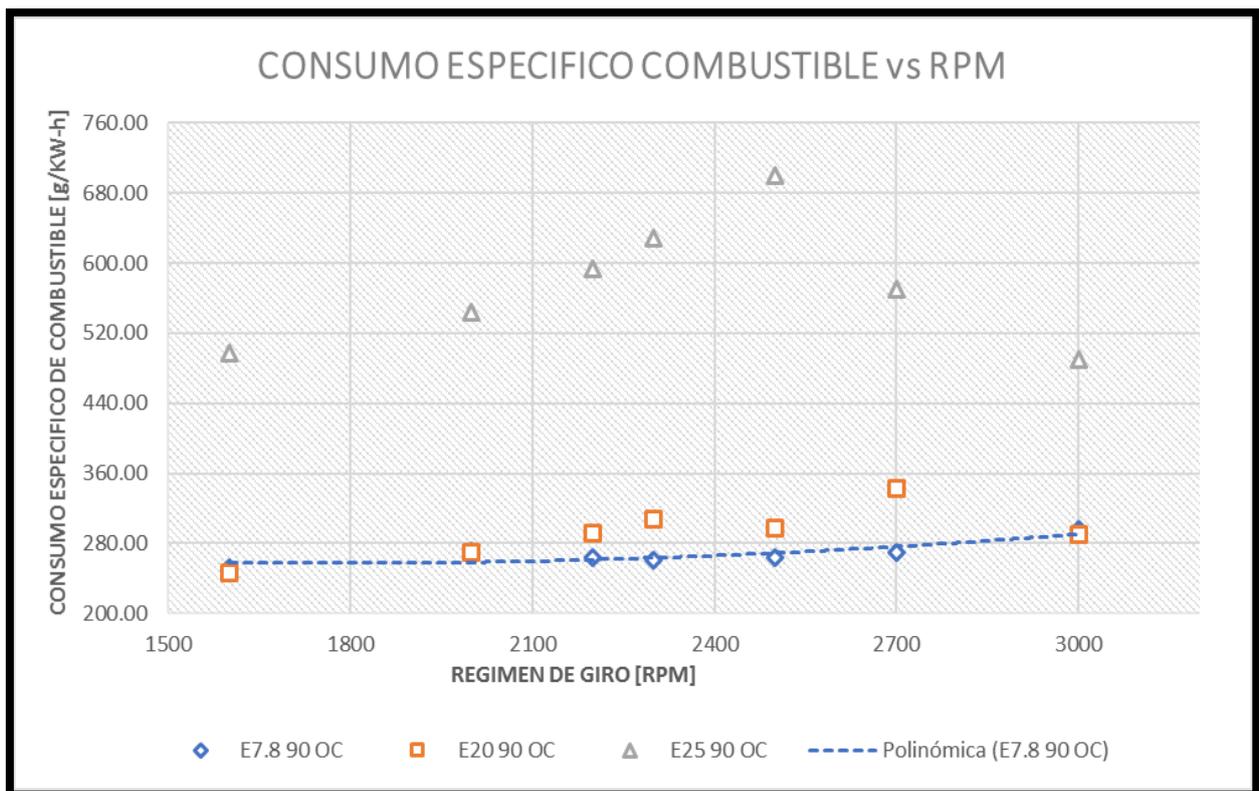


Figura 26: Consumo específico de combustible vs RPM para combustibles de 90 octanos – IMCI – FIM – UNI.

En la figura 26 nos muestra los resultados para los combustibles de 90 octanos, el gasohol comercial E7.8 proporciono un consumo específico de combustible ascendente a 268.23 g/KW-h (desviación estándar: $\pm 0.1.4$), por su parte el E20 mostró un consumo específico de 292.13 g/KW-h (desviación estándar: ± 1.97) que comparado con el E7.8 representa aumento del 8.9%. Luego el E25 entregó un consumo específico de 574. 77 g/KW-h (desviación estándar: ± 4.07) lo cual comparado con el E7.8 conlleva un aumento del 114.28%.

Los resultados de los combustibles de 95 octanos se presentan en la figura 27 el gasohol comercial E7.8 presentó un consumo específico de combustible ascendente a 355.25 g/KW-h (desviación estándar: ± 2.68), el E20 tuvo un consumo específico de 353.41 g/KW-h (desviación estándar: ± 2.89) que comparado con el E7.8 representa una disminución del 0.51%. A continuación, el E25 presento un consumo específico de 327.17 g/KW-h (desviación estándar: ± 10.73) lo cual representa una disminución del 7.94% con respecto al E7.8.

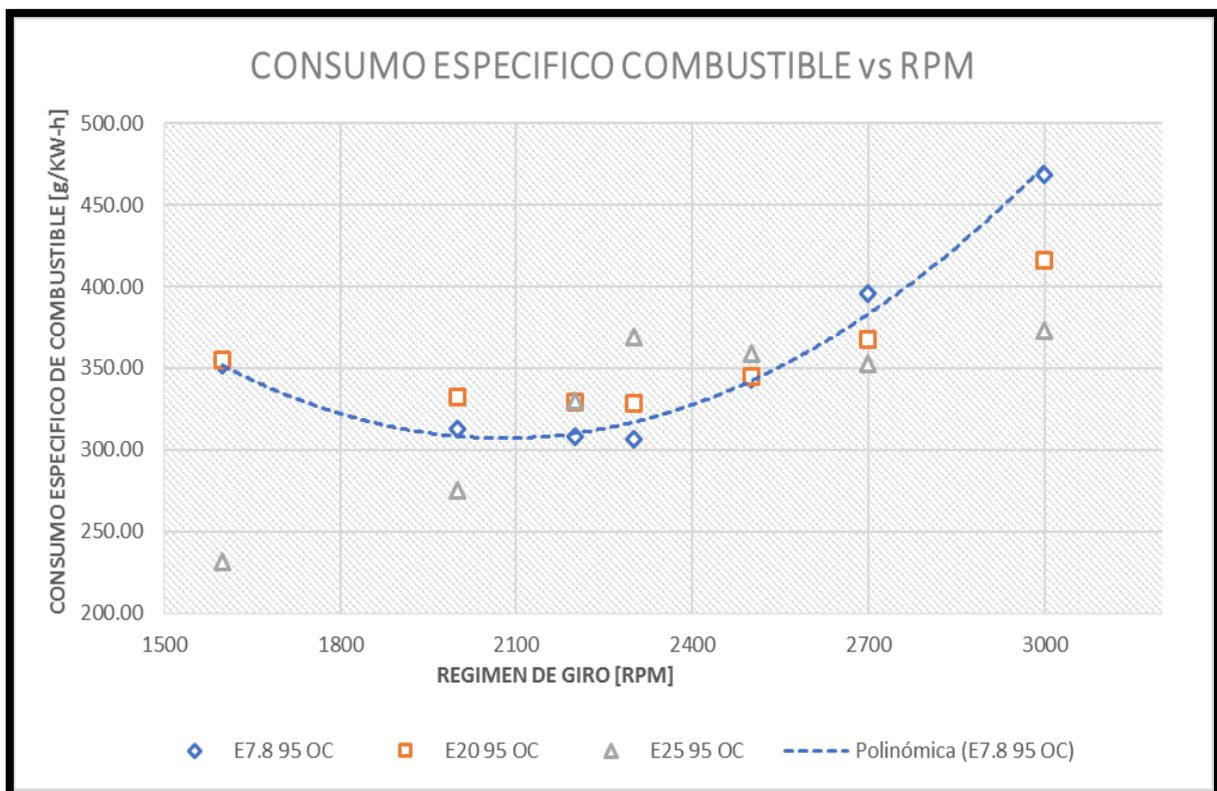


Figura 27: Consumo específico de combustible vs RPM para diferentes combustibles de 95 octanos – IMCI – FIM – UNI.

5.1.4. Resultados de flujo másico de combustible

La figura 28 nos muestra los resultados obtenidos para el flujo masico de combustible sustentado en él se puede afirmar que aumenta conforme aumenta el régimen de giro. En este se puede notar que el E25 de 90 octanos presenta una gran diferencia frente a los demás combustibles, cuyo máximo valor de 0.00158592 Kg/s (desviación estándar: ± 0) se obtuvo a los 2500 rpm, paralelamente el mínimo valor lo obtuvo el E25 de 95 octanos se obtuvo a los 1600 rpm con un valor de 0.000561032 Kg/s (desviación estándar: ± 0).

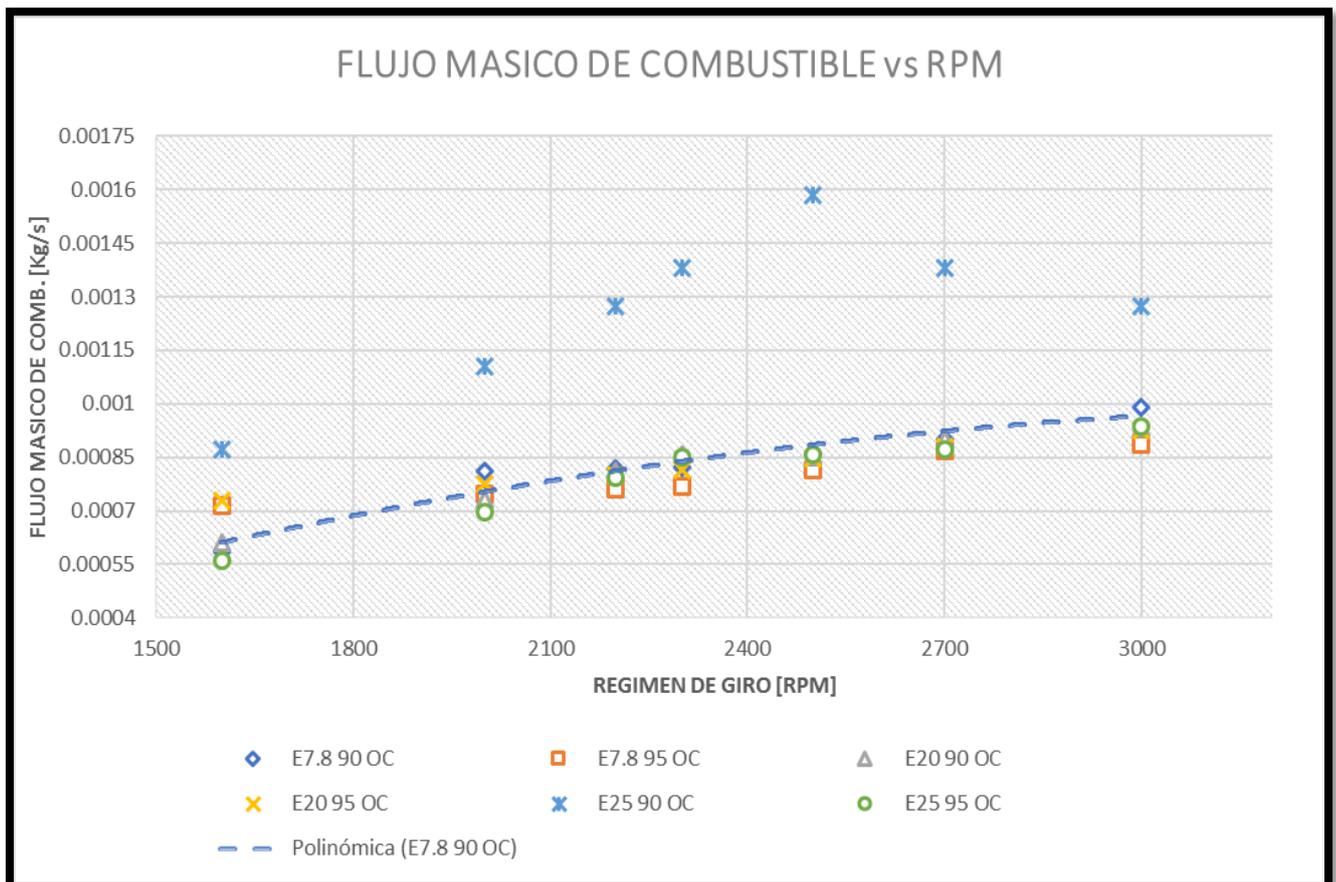


Figura 28: Flujo másico de combustible vs RPM para diferentes mezclas etanol - gasolina y niveles de octanaje – IMCI – FIM – UNI.

La figura 29 nos muestra los resultados obtenidos del flujo masico de combustible solo para combustibles de 90 octanos, en base a este se puede afirmar que el E20 presenta un flujo masico de combustible promedio de 0.00081371 Kg/s (desviación estándar: ± 0) que comparado con los 0.00082716 Kg/s (desviación estándar: ± 0) obtenidos por el E7.8 representa una disminución del 1.62%. Por su parte el E25 tuvo un flujo masico de combustible promedio que asciende a 0.001267317Kg/s representando un aumento del 53.21%.

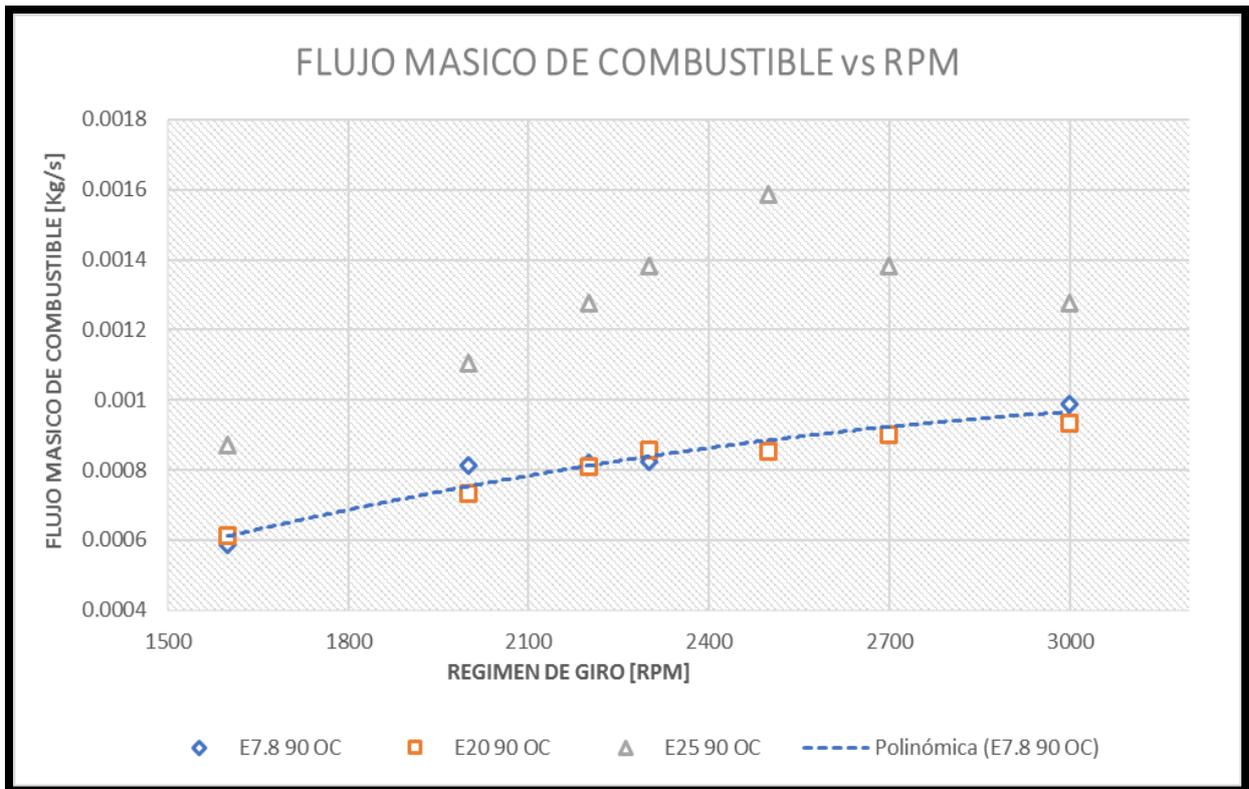


Figura 29: Flujo masico de combustible vs RPM para diferentes combustibles de 90 octanos – IMCI – FIM – UNI.

Con lo que respecta a los combustibles de 95 octanos, los resultados nos los muestra la figura 30, en ella se deduce que el flujo masico de combustible promedio correspondiente al E20 asciende a un valor de 0.000824428 Kg/s (desviación estándar: ± 0), lo cual comparado con el E7.8, el cual obtuvo un valor de 0.000794065 Kg/s (desviación estándar: ± 0) representa un aumento del 3.82%, por su parte el E25 obtuvo un valor 0.000795509 Kg/s (desviación estándar: ± 0), el cual en comparación con el E7.8 representa una disminución del 3.5%.

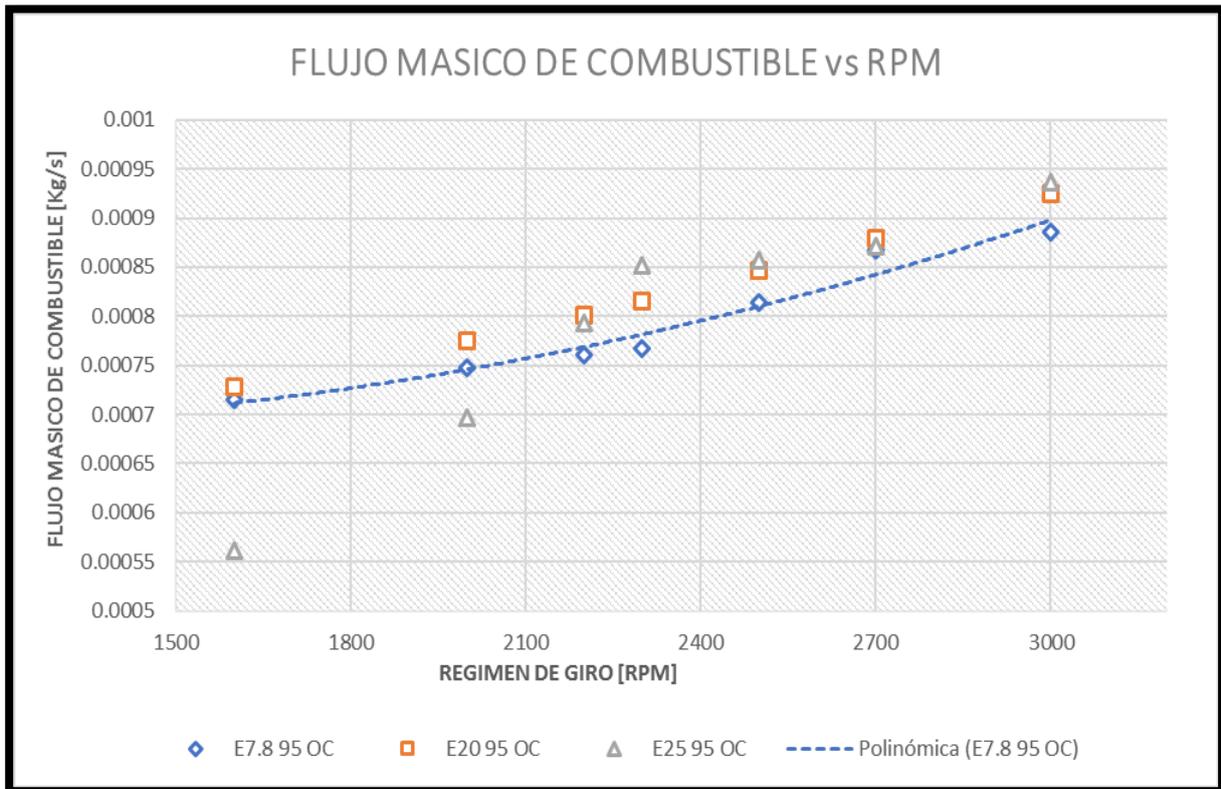


Figura 30: Consumo específico de combustible vs RPM para diferentes combustibles de 95 octanos – IMCI – FIM – UNI.

5.1.5. Resultados de flujo másico de aire

Con lo que respecta al flujo másico de aire, los resultados de este parámetro nos lo presenta la figura 31, del cual se evidencia que este parámetro no tiene relación de proporcionalidad con el régimen de giro. En la misma se evidencia que, análogamente a los resultados del flujo máximo de combustible, el E25 de 90 octanos evidencia una notoria supremacía respecto a los demás combustibles, alcanzando un pico máximo a las 1600 rpm de 60.12 Kg/s (desviación estándar: ± 11.59), así mismo, el mínimo valor le corresponde al E25 de 95 octanos también a los 1600 revoluciones el cual asciende a 13.37 Kg/s (desviación estándar: ± 1.16).

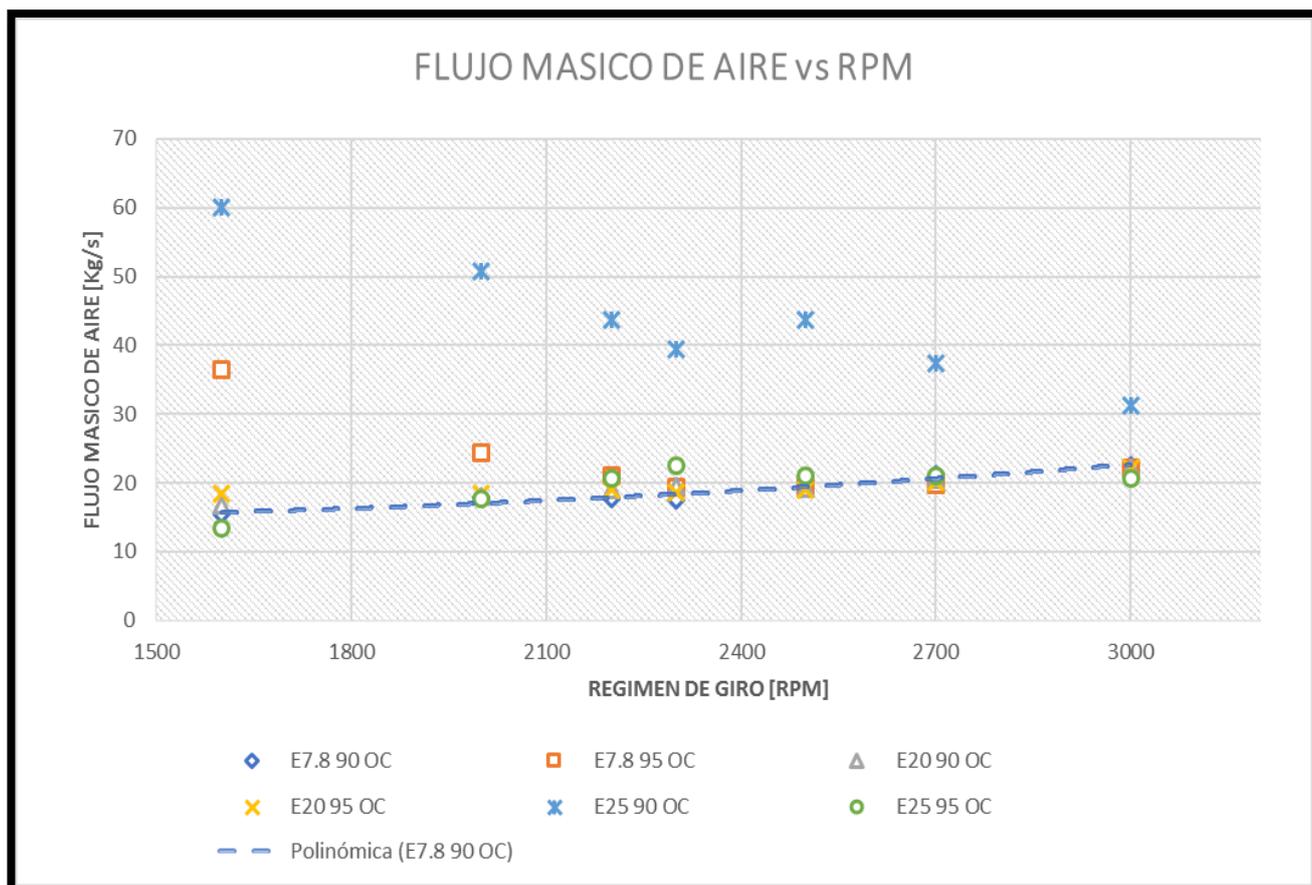


Figura 31: Flujo masico de aire vs RPM para diferentes mezclas de etanol – gasolina y niveles de octanaje – IMCI – FIM – UNI.

La figura 32 nos muestra los resultados de flujo masico de aire correspondiente exclusivamente a los combustibles de 90 octanos, en ella se deduce un flujo masico promedio de 18.81 Kg/s (desviación estándar: ± 1.33) correspondiente al E7.8, y 19.3 Kg/s (desviación estándar: ± 0.51) correspondiente al E20, lo cual comparado con el E7.8 conlleva un aumento del 2.6%. Por su parte el E25 evidencio un flujo masico de aire promedio de 43.73 Kg/s (desviación estándar: ± 3.75), lo cual comparado con el valor obtenido por el E7.8 evidencia un aumento 132%.

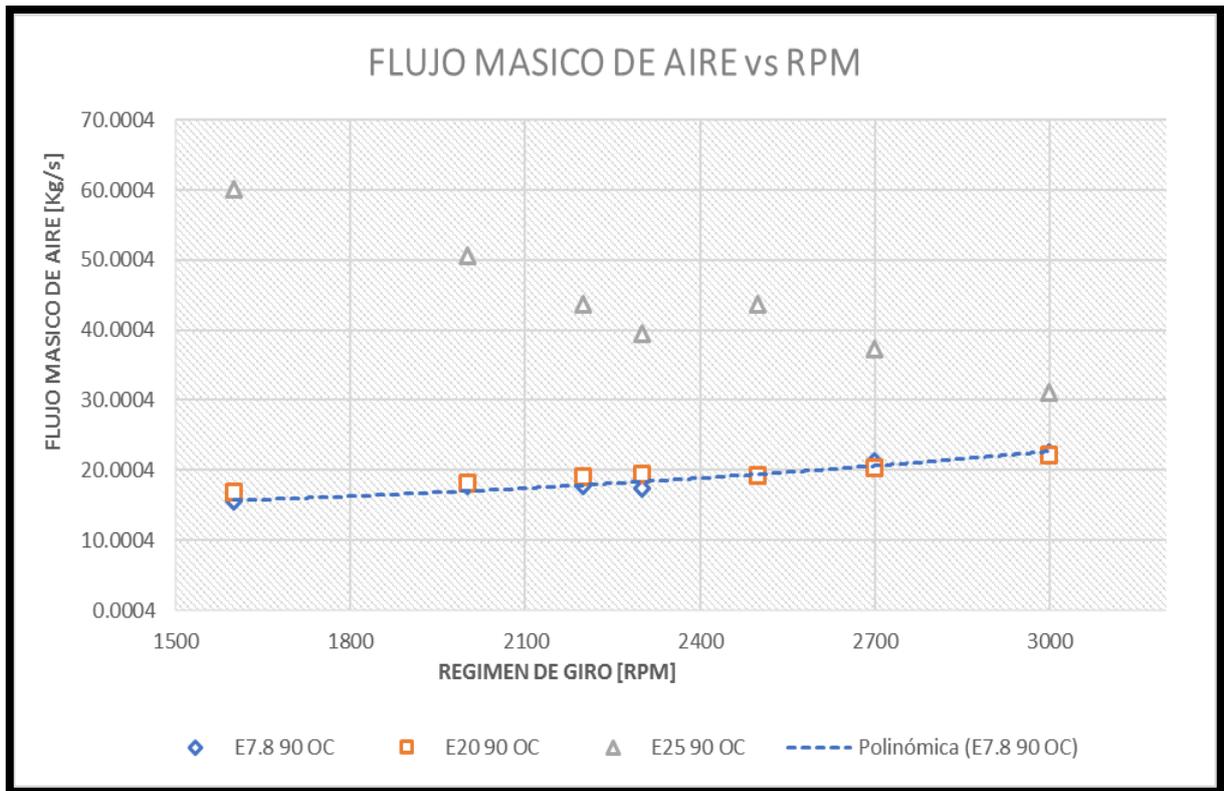


Figura 32: Flujo masico de aire vs rpm para diversos combustibles de 90 octanos – IMCI – FIM – UNI.

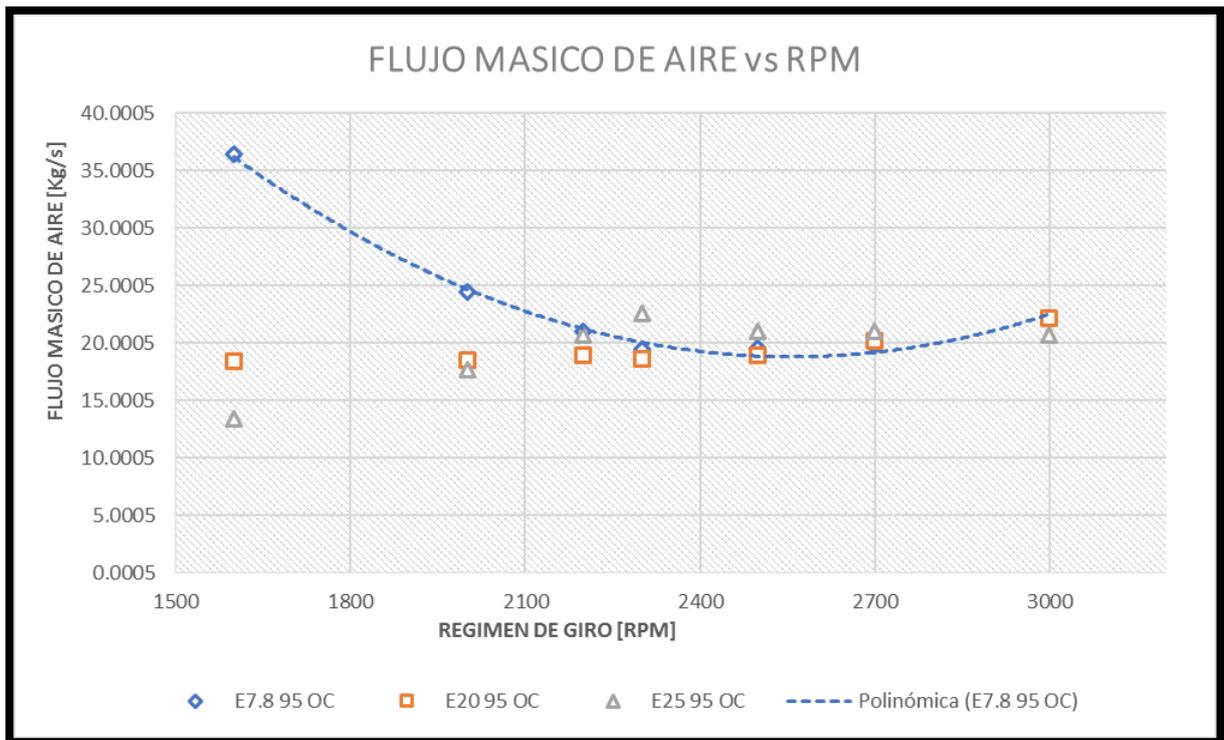


Figura 33: Flujo masico de aire vs RPM para diversos combustibles de 95 octanos – IMCI – FIM – UNI.

La figura 33 muestra los resultados obtenidos para los combustibles de 95 octanos, en el que se puede deducir un flujo masico de aire promedio de 23.23 Kg/s (desviación estándar: ± 0.67) correspondiente al E7.8, el E20 mostro un valor promedio de 19.36 Kg/s (desviación estándar: ± 0.32), el cual al compararlo con el E7.8 arroja una disminución del 16.66%. Así mismo el E25 obtuvo un valor promedio de 19.56 Kg/s (desviación estándar: ± 0.88), y representa un 15.8% menos que el E7.8.

5.1.6. Resultados de RENDIMIENTO EFECTIVO

Y por último, la figura 34 nos muestra los resultados obtenidos correspondientes al rendimiento efectivo del motor funcionando con distintos combustibles, en el se puede apreciar que el mayor rendimiento lo obtuvo el E25 95 octanos a los 1600 rpm con un valor de 36.3% (desviación estándar: ± 5.97), cabe destacar que este dato por tratarse de uno correspondiente al E25 a 1600 revoluciones es un dato obtenido mediante cálculos teóricos (interpolación) y no experimentales, de ahí su elevada desviación estándar. El dato inmediato inferior no interpolado lo obtiene el E7.8 de 90 octanos, también a las 1600 revoluciones con un valor de 32.4% (desviación estándar: ± 0.2), por lo que debido al análisis de su respectiva desviación estándar y comparándola con la del dato correspondiente al de E25, se llega a la conclusión que se considerara al E7.8 de 90 octanos como el combustible que obtuvo el pico mas alto de rendimiento en los ensayos.

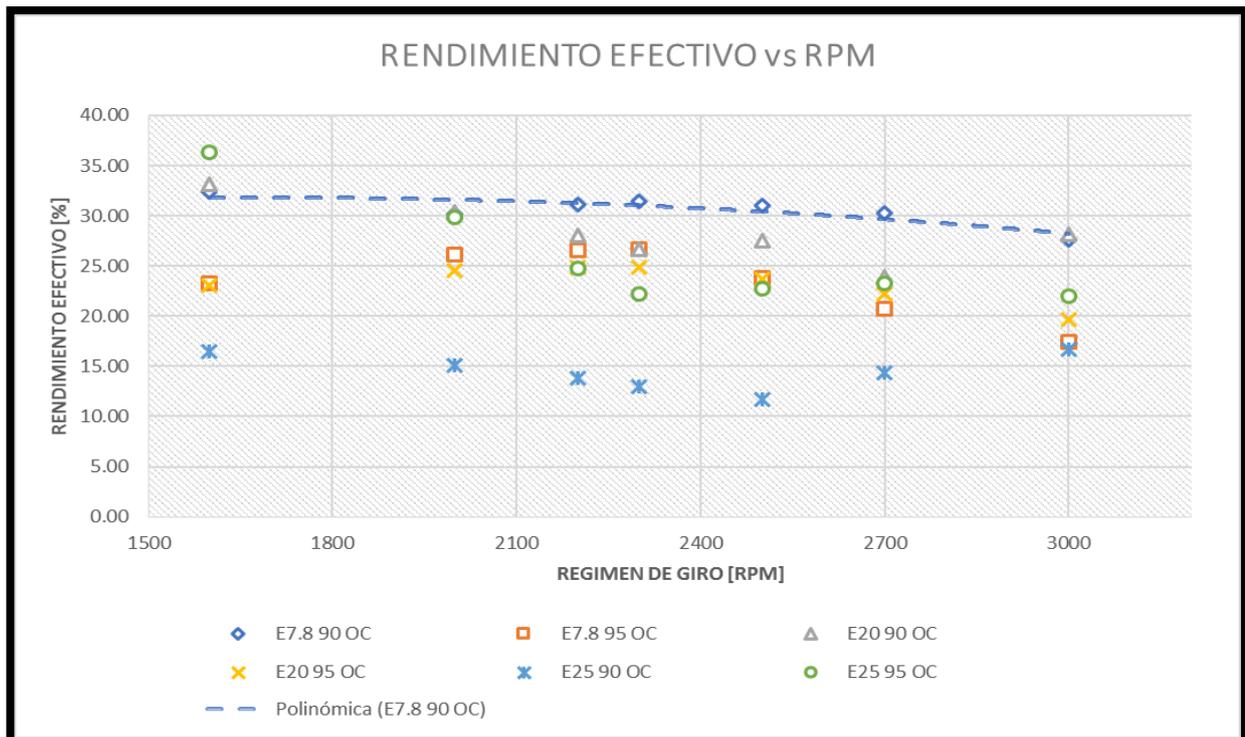


Figura 34: Rendimiento efectivo vs RPM para distintas mezclas de etanol – gasolina y niveles de octanaje – IMCI – FIM – UNI.

Los resultados específicos para combustibles de 90 octanos los presenta la figura 35, de la cual se puede deducir un rendimiento efectivo promedio para el E20 de 28.26% (desviación estándar: ± 0.2), lo cual comparado con el valor obtenido por el E7.8 el cual obtuvo un rendimiento promedio de 30.57% (desviación estándar: ± 0.15) representa una disminución del 7.55%. Por su parte el E25 obtuvo un rendimiento promedio de 14.43% (desviación estándar: ± 0.15), lo cual representa una disminución del 52.8% con respecto al E7.8.

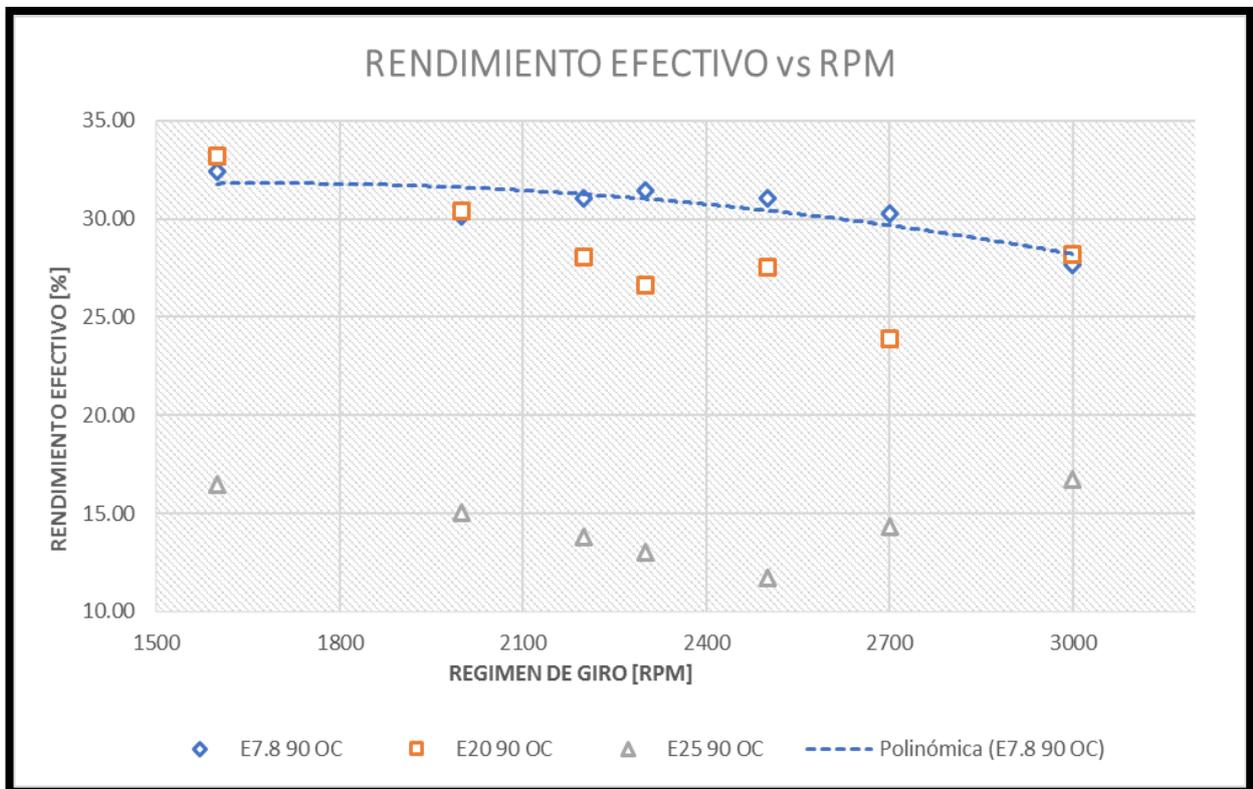


Figura 35: Rendimiento efectivo vs RPM para diferentes combustibles de 90 octanos – IMCI – FIM – UNI.

Por su parte la figura 36 nos presenta los resultados obtenidos para los combustibles de 95 octanos, en la cual se observa un rendimiento efectivo promedio de 23.3% (desviación estándar: ± 0.18) correspondiente al E20, lo cual comparado con el 23.52% (desviación estándar: ± 0.15) obtenido por el E7.8 no representa una variación no significativa. Por su parte el E25 obtuvo un rendimiento de 25.86% (desviación estándar: ± 1.28) lo cual representa un aumento del 9.95% con respecto al E7.8.

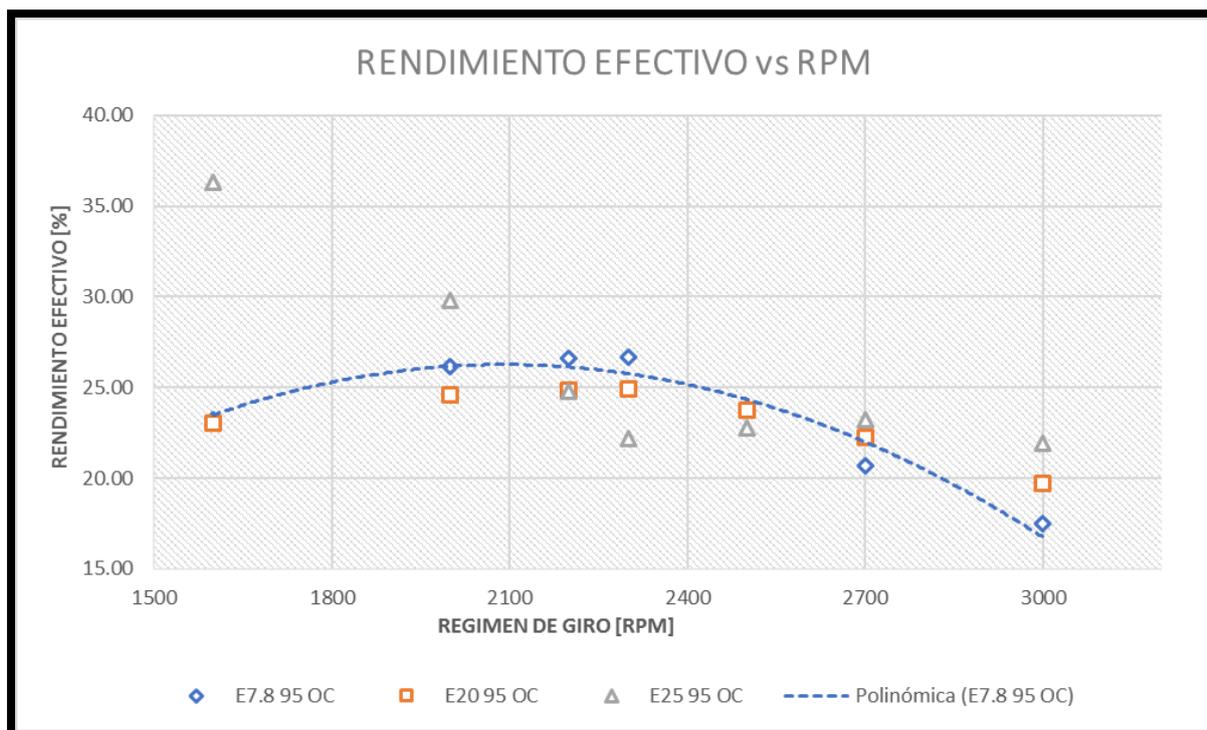


Figura 36: Rendimiento efectivo vs RPM para diferentes combustibles de 95 octanos – IMCI – FIM – UNI.

5.2. RESULTADOS DE EMISIONES

5.2.1. Resultados de CO

La figura 37 nos muestra los resultados obtenidos para la variable CO para todos los niveles de concentración de etanol en el combustible y niveles de octanaje. En este se puede notar una gran dispersión de los datos y no tiene relación proporcional al régimen de giro, así mismo el máximo valor lo obtuvo el E7.8 de 90 octanos a los 2000 rpm con un valor de 3.1% (desviación estándar: ± 0.05), paralelamente el menor valor lo obtuvo el E20 95 octanos con un valor de 0.01% (desviación estándar: ± 0).

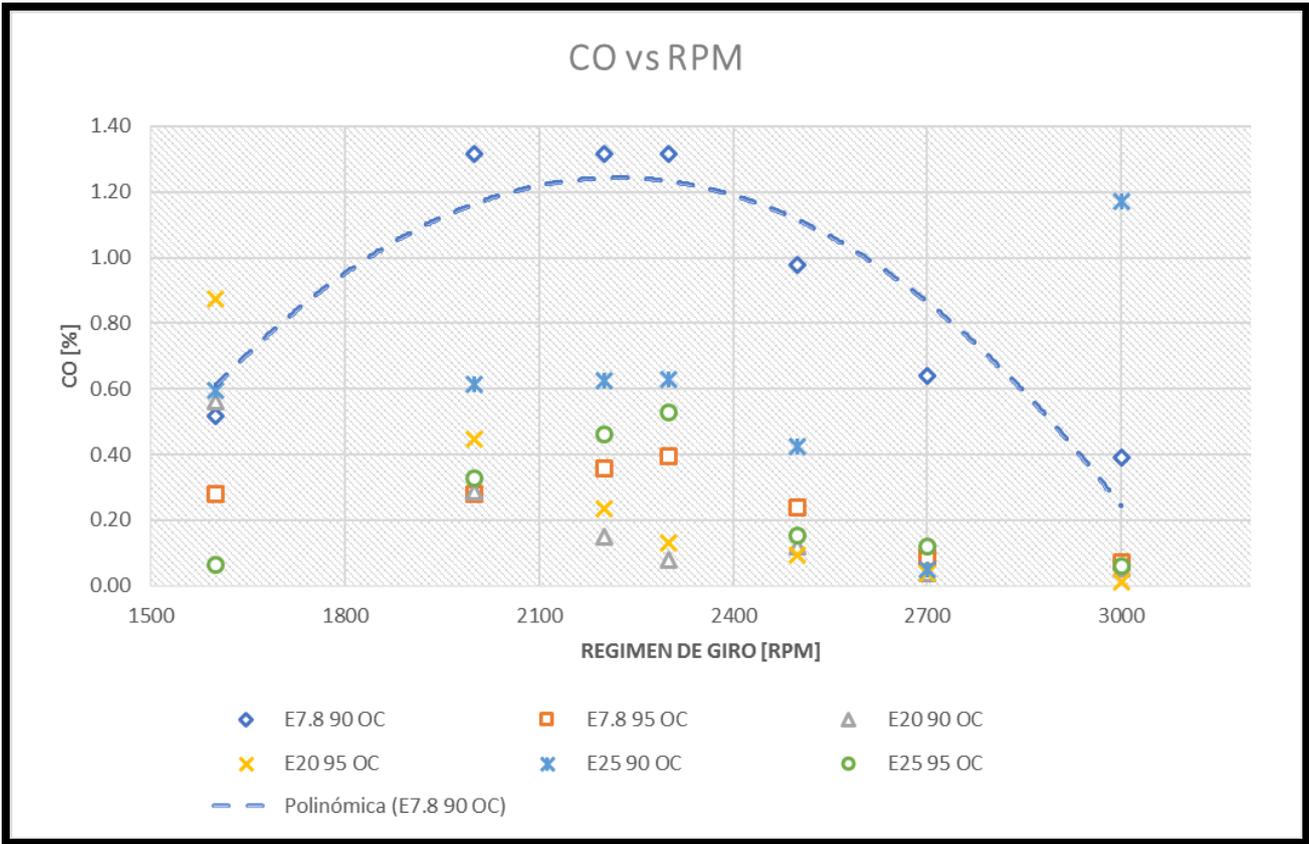


Figura 37: Monóxido de Carbono vs RPM para diferentes concentraciones de etanol – gasolina y niveles de octanaje – IMCI – FIM – UNI.

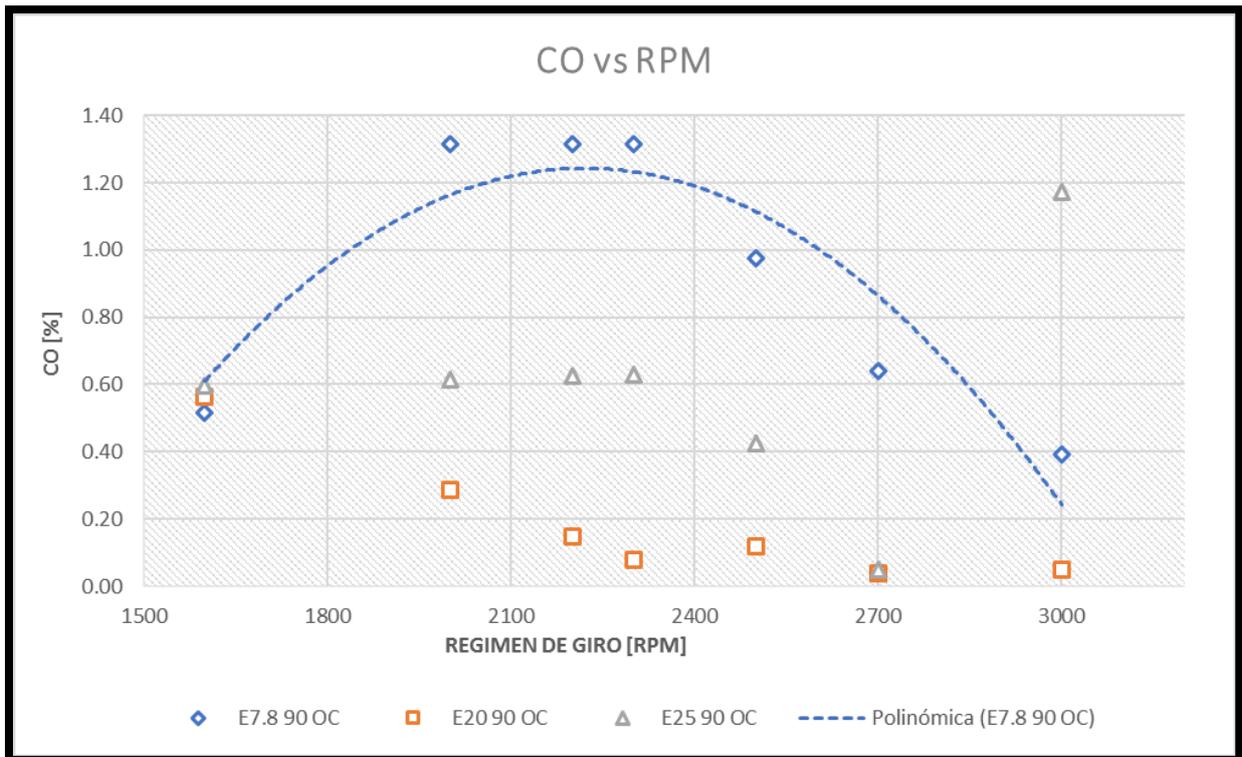


Figura 38: Monóxido de Carbono vs RPM para diferentes combustibles de 90 octanos – IMCI – FIM – UNI.

Con respecto a los resultados específicos para los combustibles de 90 octanos, estos nos los muestra la figura 38, en el cual se puede deducir una emisión promedio de CO de 0.18% (desviación estándar: ± 0.01) correspondiente al E20, lo cual comparado con el 0.92% (desviación estándar: ± 0.06) que mostro el E7.8, representa una disminución del 80.43%. Por su parte el E25 mostro una concentración de CO promedio de 0.59% (desviación estándar: ± 0.07) lo que representa una disminución correspondiente al 35.9% con respecto a lo obtenido por el E7.8.

Por su parte, la figura 39 nos muestra los resultados exclusivos para los combustibles de 95 octanos, en la cual se deduce para el E20 una emisión promedio de CO de 0.26% (desviación estándar: ± 0.01), lo cual al compararlo con el 0.24% (desviación estándar: ± 0.03) que mostro el E7.8, se obtiene un aumento del 8.3%. Por su parte el E25 mostro una concentración de CO promedio de 0.24% (desviación estándar: ± 0.03) lo que conlleva a una variación nula de datos obtenidos para ambos combustibles (E20 y E7.8).

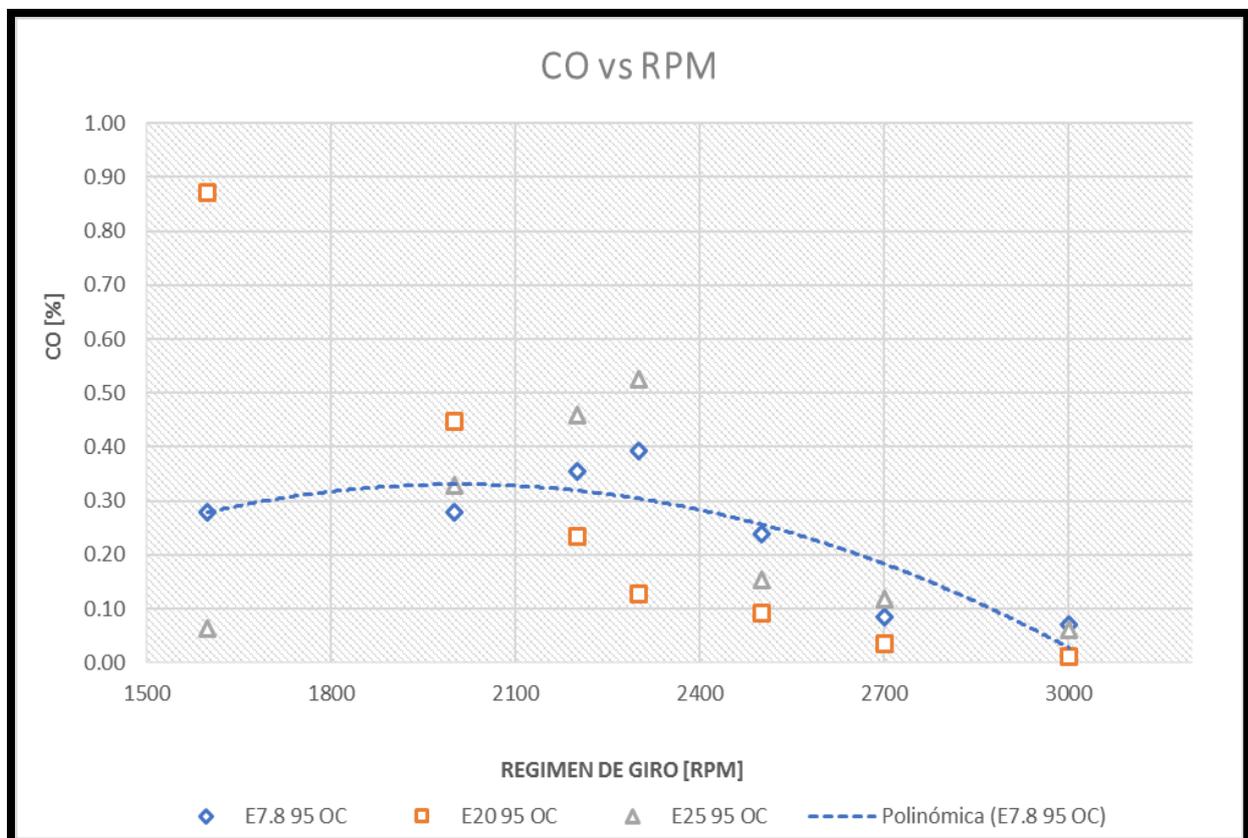


Figura 39: Monóxido de Carbono vs RPM para diferentes combustibles de 95 octanos – IMCI – FIM – UNI.

5.2.2. Resultados de NO

La figura 40 nos muestra los resultados obtenidos para la variable NO para cada uno de los seis combustibles involucrados en los ensayos. En este se puede notar una cierta dispersión de los datos, así mismo el máximo valor lo obtuvo el E25 de 95 octanos a los 1600 rpm con un valor de 510 ppm (desviación estándar: ± 66), paralelamente el menor valor lo obtuvo el E7.8 95 octanos con un valor de 6 ppm (desviación estándar: ± 2).

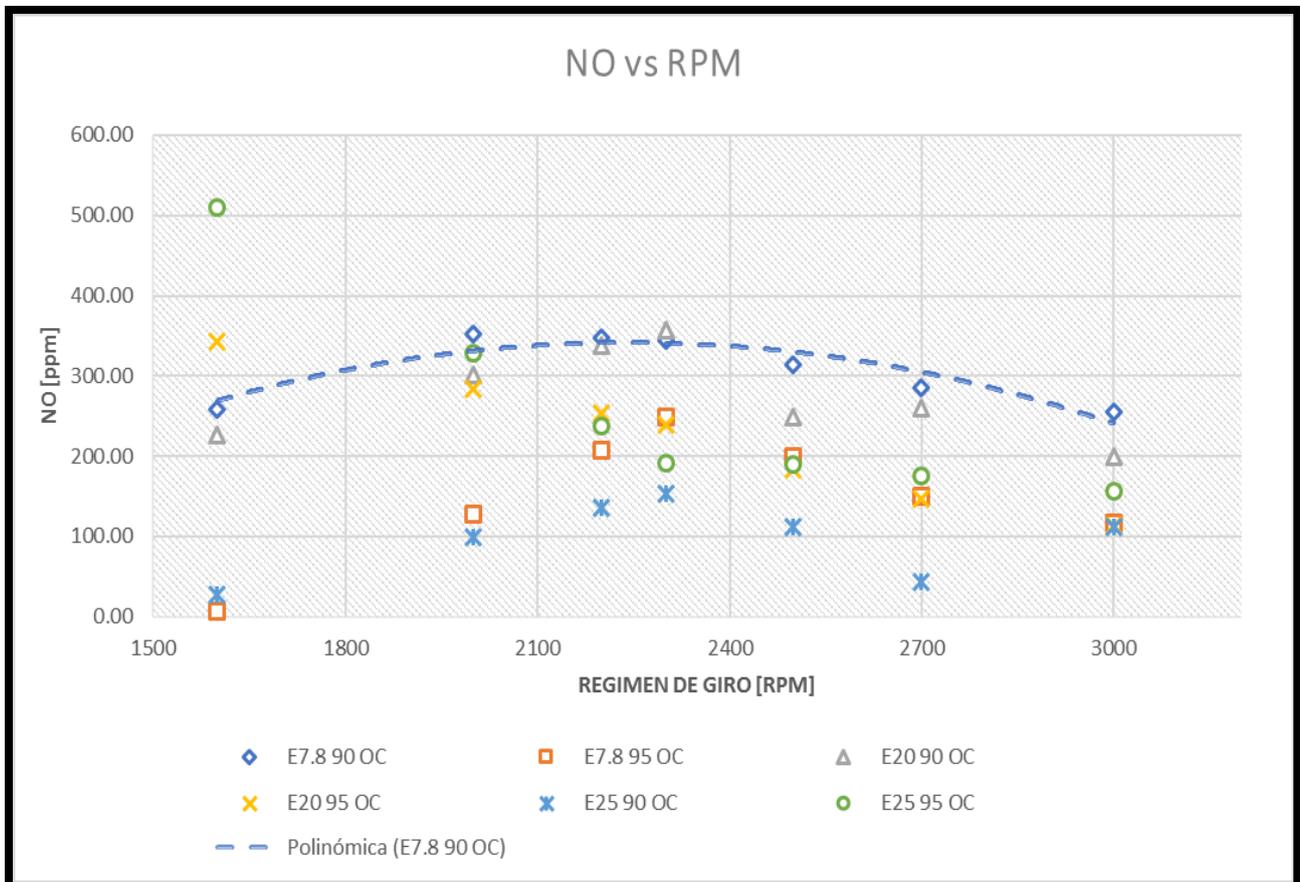


Figura 40: Óxidos de Nitrógeno vs RPM para distintas mezclas etanol – gasolina y niveles de octanaje – IMCI – FIM – UNI.

Los resultados exclusivamente para combustibles de 90 octanos nos lo muestra la figura 41, en ella se puede apreciar una emisión de este gas de promedio de 275.6 ppm (desviación estándar: ± 6.93) correspondiente al E20, lo que representa una disminución del 10.6% si se le compara con los 308.3 ppm (desviación estándar: ± 11.9) obtenido por el E7.8. Por su lado el E25 presenta una emisión promedio de óxidos de nitrógeno de 97.57 ppm (desviación estándar: ± 6.71) que comparado con el valor del E7.8 representa una disminución correspondiente al 68.35%.

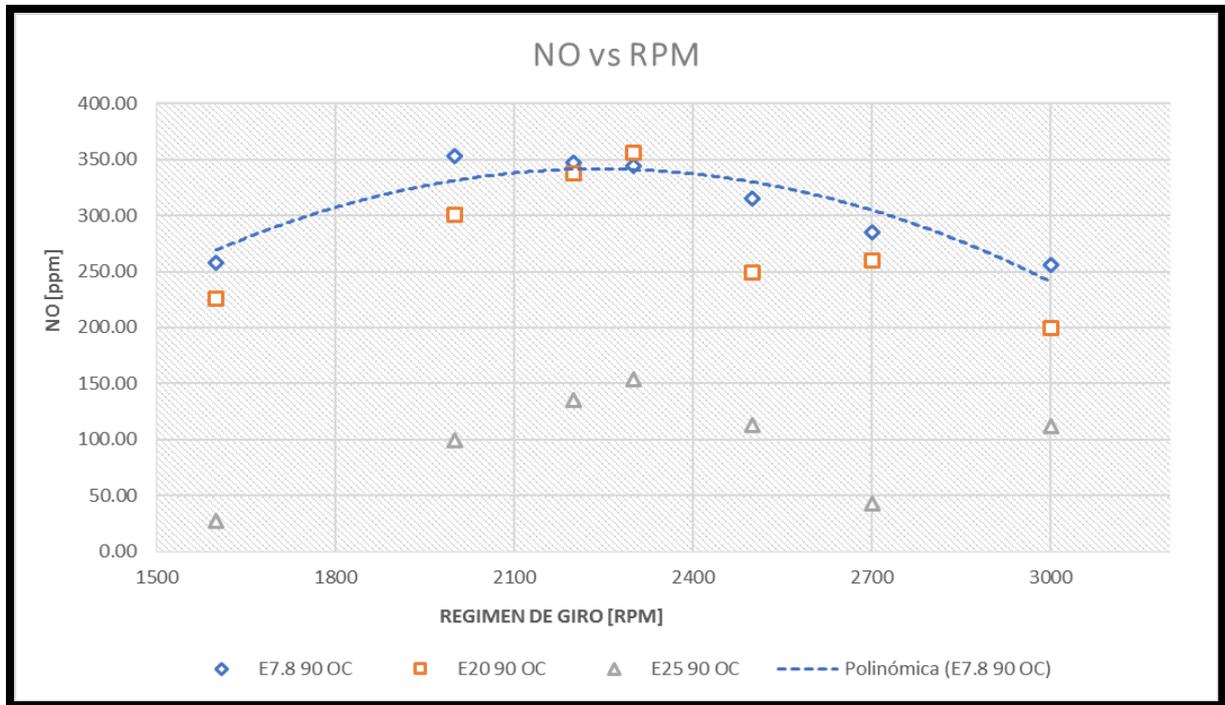


Figura 41: Óxidos de Nitrógeno vs RPM para diferentes mezclas de 90 octanos – IMCI – FIM – UNI.

Con respecto a los resultados de los combustibles de 95 octanos nos los muestra la figura 42, en ella se puede apreciar una emisión de NO promedio correspondiente al E20 de 223.1 ppm (desviación estándar: ± 4.57), el cual comparado con los 150.71 ppm (desviación estándar: ± 4) del E7.8 representa un aumento del 48%. Así mismo para el caso del E25 este presenta un valor de 255.5 ppm (desviación estándar: ± 17.93) representa un aumento del 69.5% con respecto al E7.8.

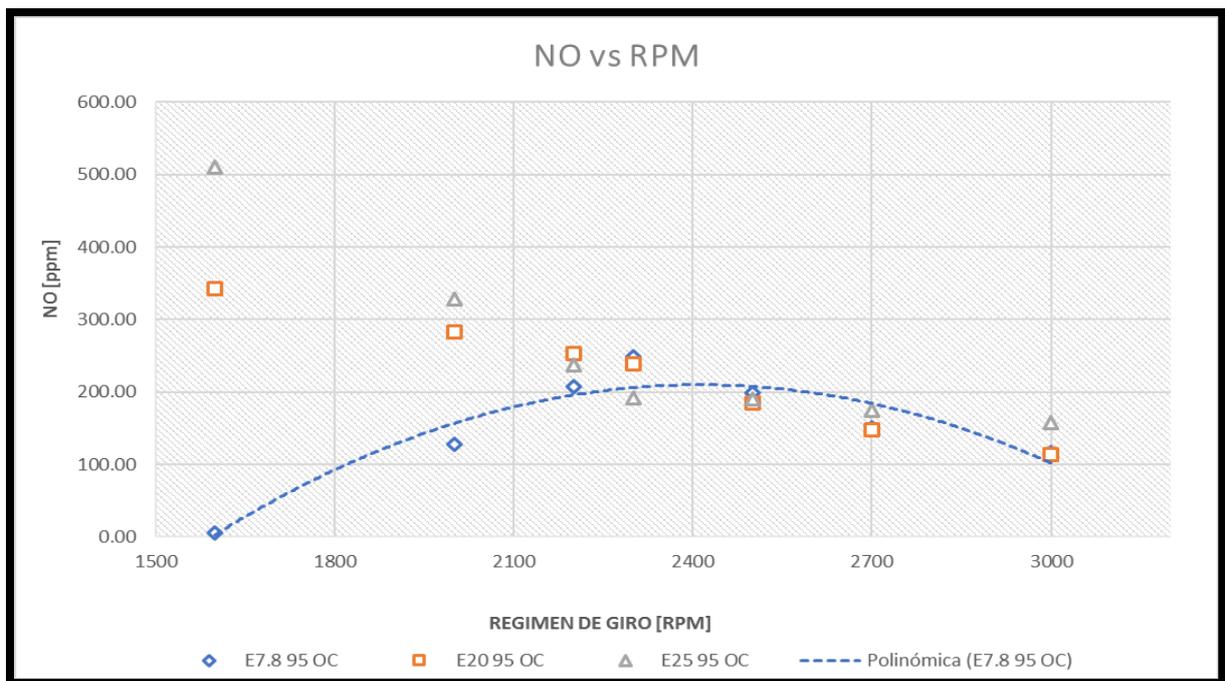


Figura 42: Óxidos de Nitrógeno vs RPM para diferentes combustibles de 95 octanos – IMCI – FIM – UNI.

5.2.3. Resultados de CO₂

La figura 43 presenta los resultados obtenidos para la variable CO₂ para cada uno de los seis combustibles involucrados en los ensayos. En este se puede notar un aumento proporcional a régimen de giro valor lo obtuvo el E7.8 de 90 octanos a los 3000 rpm con un valor de 15.01% (desviación estándar: ± 0.43), paralelamente el menor valor lo obtuvo el E25 90 octanos con un valor de 1.54% (desviación estándar: ± 0.04) a los 1600 rpm.

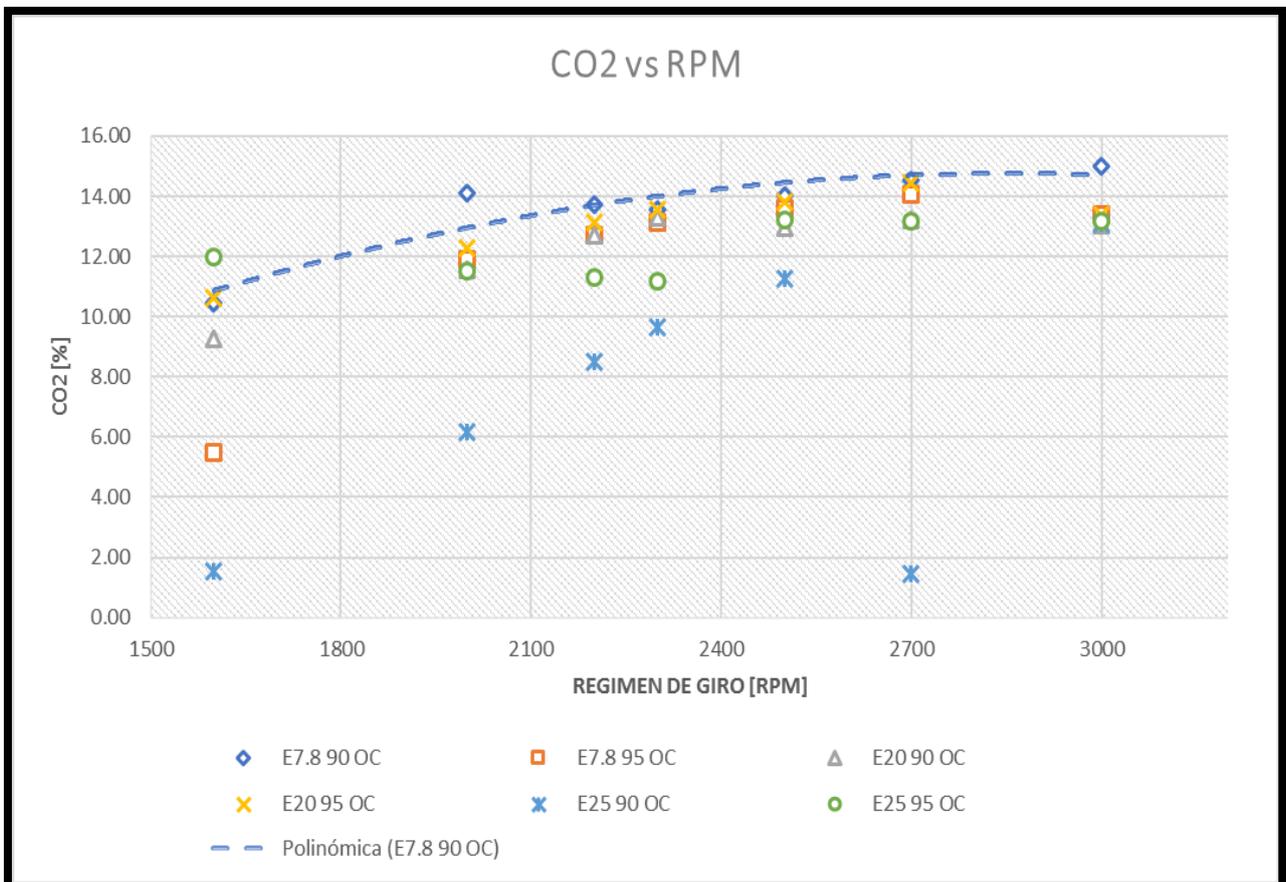


Figura 43: Dióxido de Carbono vs RPM para diferentes mezclas etanol – gasolina y niveles de octanaje – IMCI – FIM – UNI.

Los resultados exclusivamente para combustibles de 90 octanos nos lo muestra la figura 44, en ella se puede apreciar una emisión de promedio de 12.29% (desviación estándar: ± 0.23) correspondiente al E20, lo que representa una disminución del 9.8% si se le compara con los 13.63% (desviación estándar: ± 0.27) obtenido por el E7.8. Por su lado el E25 presentó una emisión promedio de dióxido de carbono de 7.38% (desviación estándar: ± 0.3) que comparado con el valor del E7.8 representa una disminución correspondiente al 45.8%.

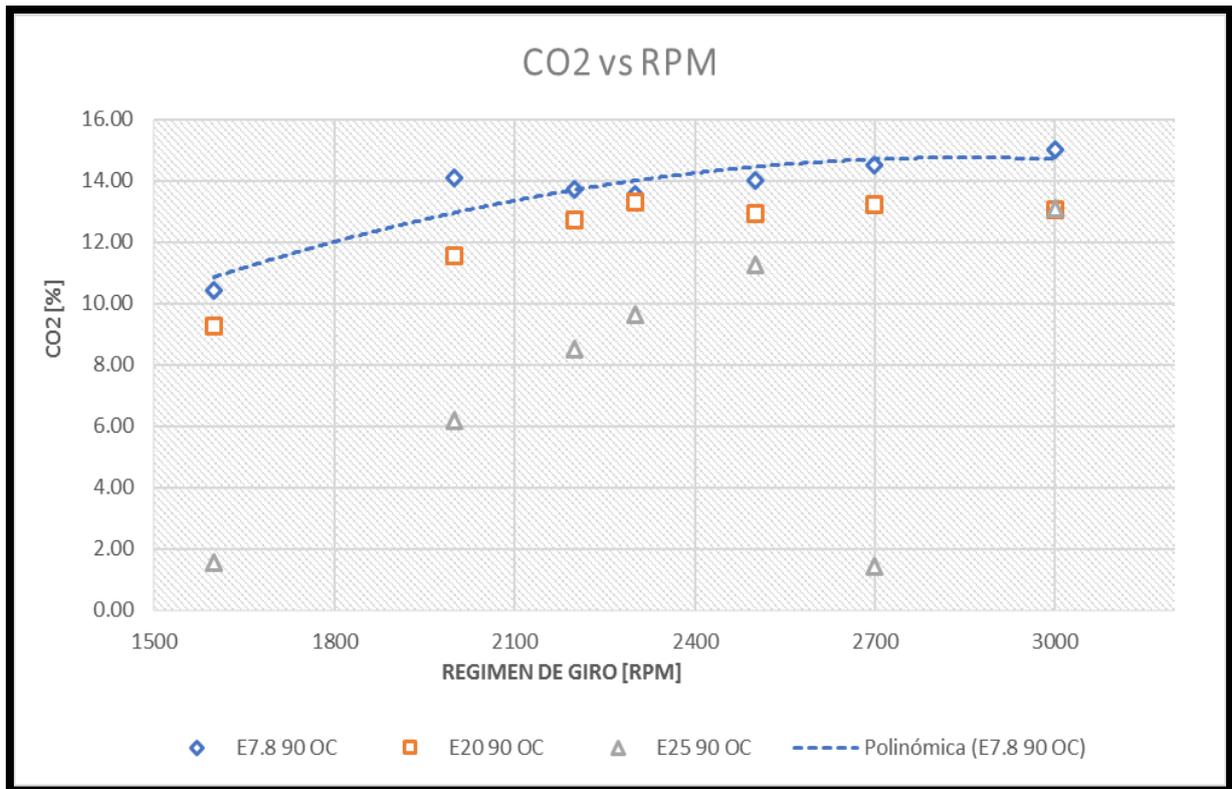


Figura 44: Dióxido de Carbono vs RPM para diferentes combustibles de 90 octanos – IMCI – FIM – UNI.

Con respecto a los resultados de los combustibles de 95 octanos nos los muestra la figura 45, en ella se puede apreciar una emisión de dióxido de carbono promedio correspondiente al E20 de 13.04% (desviación estándar: ± 0.19), el cual comparado con los 12.04% (desviación estándar: ± 0.32) del E7.8, representa un aumento del 8.3%. Así mismo para el caso del E25 este presenta un valor de 12.22% (desviación estándar: ± 0.45) representa una variabilidad inapreciable con respecto al E7.8.

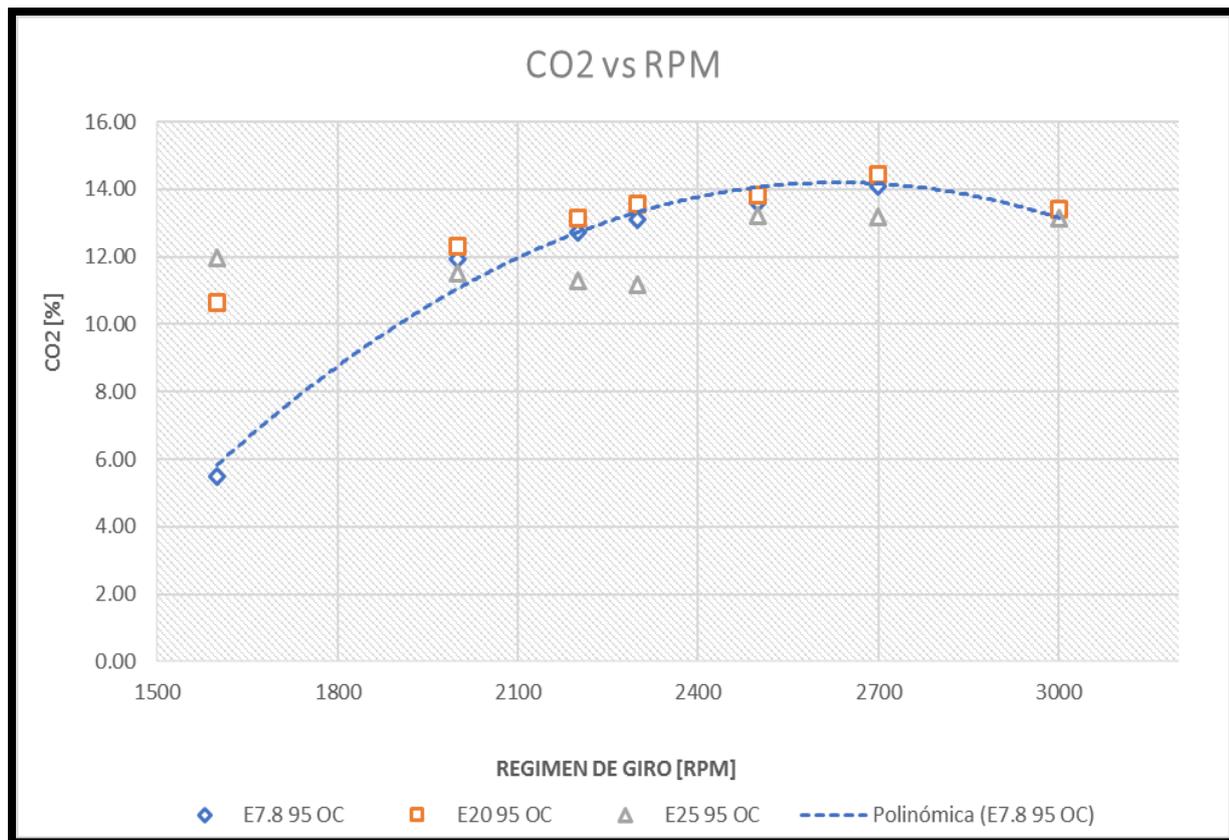


Figura 45: Dióxido de Carbono vs RPM para diferentes combustibles de 95 octano – IMCI – FIM – UNI.

VI. CONCLUSIONES

- Cuando se utilizó el gasohol en concentraciones de etanol más altas a la comercial, E20 y E25, el motor tubo complicaciones para estabilizarlo a bajas revoluciones, esto debido a la necesidad de realizar modificaciones en el motor, para el caso del E20, revoluciones menores a las 2000 rpm y 2200 rpm para el caso del E25, ya que se evidenciaba perdidas de potencia en el motor.
- Con respecto a los resultados en los ensayos experimentales, en el caso del rendimiento para los diferentes combustibles ensayados, se puede concluir que si bien es cierto el máximo rendimiento efectivo lo obtuvo el E7.8 90, el E20 de 90 octanos sería una buena opción de combustible alternativo en el tema de rendimiento del motor debido a que existe una diferencia mínima entre uno y otro combustible.
- En el tema de las emisiones, se comprobó que la variación de CO_2 en estuvo relacionado con el nivel del octanaje y la concentración de etanol verificándose esto con los datos presentados en la justificación del presente trabajo en el que afirma que conforme aumenta la concentración de etanol, las emisiones de CO_2 disminuyen.
- Con respecto al CO se observó que en términos generales presento una notoria disminución conforme aumenta la concentración del etanol en el combustible, esto debido a la mayor cantidad de átomos de oxígeno en la composición de etanol lo que permite una mayor cantidad de oxígeno para quemar el combustible, evidenciándose con mayor notoriedad entre el E7.8 y E20 con una disminución de hasta más del 100%.
- En general, en el tema de emisiones en promedio, como era de esperarse los combustibles con mayor concentración de etanol presenta una considerable ventaja frente al combustible tradicional. Sin embargo, la diferencia existente entre el E20 y E25 no es tan notoria.
- En base a las conclusiones anteriores se concluye que el E20 de 90 octanos es el combustible con el que se consigue disminuir las emisiones de un motor de 4 tiempos de uso automotriz sin que este afecte considerablemente su rendimiento.

VII. RECOMENDACIONES

- Las investigaciones planteadas hacia el futuro deberían implementar un análisis de los efectos a largo plazo del etanol en los principales componentes del motor, esto debido al efecto corrosivo que presenta el etanol principalmente en los componentes plásticos.
- Para obtener una data más exacta del consumo de combustible en motores cuando se utilizan combustibles alternativos se le debe realizar a motores con inyección y control electrónico.
- Futuras investigaciones en el tema de análisis de emisiones de gases se le debe realizar a motores con tratamientos adicionales (catalizador) y motores sin tratamientos para comparar las diferencias y así obtener una perspectiva más exacta de las ventajas del tratamiento de gases.
- Realizar estudios comparativos de rendimiento y emisión de gases de motores automotriz considerando las variaciones ambientales como altitud y presión atmosférica.

VIII. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Anónimo. (1 de Mayo de 2014). *Combustion*. Madrid - España: Instituto de enseñanza secundaria Virgen de la Paloma. Obtenido de Modulo 2.

Anónimo. (2015). *Estudio comparativo entre los combustibles tradicionales y las nuevas tecnologías energéticas para la propulsión de vehículos destinados al transporte*.

ASTM-D2699-11. (22 de Mayo de 2010). *Standard Test Method for Research Octane Number of Spark-Ignition Engine Fuel*. Obtenido de <https://www.astm.org/DATABASE.CART/HISTORICAL/D2699-11.htm>

ASTM-D2700-11. (14 de Enero de 2010). *Standard Test Method for Motor Octane Number of Spark-Ignition Engine Fuel*. Obtenido de <https://www.astm.org/DATABASE.CART/HISTORICAL/D2700-11.htm>

Camarillo, J. A. (2011). *Estudio de la combustión de un motor monocilíndrico de ignición alimentado con mezclas de gasolina - etanol anhidro e hidratado en diferentes concentraciones*. Veracruz - Mexico: Tesis de Maestría - Universidad Veracruzana .

Castillo, P. (2015). *Manual práctico de la combustión industrial*. Lima.

CEPAL. (2006). *Especificaciones de la calidad del etanol carburante y del gasohol y normas técnicas para la infraestructura*. Mexico: Comisión Económica Para América Latina y el Caribe.

Eastop, T., & McConkey, A. (1993). *Applied Thermodynamics for Engineering Technologists* . Nueva Delhi: Pearson Education.

García, R. (2010). *Combustión y Combustibles*.

Heywood, J. B. (2012). *Internal Combustion Engine Fundamentals*. New York: MacGraw-Hill Series in Mechanical Engineering.

- Llanos , M., & Gomez, R. (2012).** *Analisis termofluido del sistema de refrigeracion que utiliza agua natural como sustituto de refrigerante y sus efectos en el rendimiento en un motor de combustion interna .* Chiclayo: Tesis de Pregrado - Universidad Cesar Vallejo.
- Masson, M. (2012).** *Determinación de la eficiencia de mezcla de gasolina de ochenta octanos con etanol anhidro para su utilizacion en motores de combustion interna de cuatro tiempos encendido por chispa.* Riobamba - Ecuador: Tesis de Pregrado - Escuela Superior Politecnica de Chimborazo.
- Minas, M. d. (8 de Diciembre de 2009).** *Resolucion Ministerial N° 515 - 2009 - MEM/DM.* Obtenido de http://www.minem.gob.pe/archivos/legislacion-40lxk0t5z2c3m41az5-RM_N_515-2009-MEM-DM.pdf
- Mohina, G., & Davel, L. (2010).** *Quimica. Problemas y ejercicios para la aplicacion de la química.* Madrid - España: EUDEBA.
- Mosquera, D., Fernández, S., & Mosquera, J. (2014).** Análisis de Emisiones de CO2 para diferentes combustibles en la poblacion de taxis en Pereira y Dosquebradas. *Universidad Tecnologica de Pereira , 4.*
- Mowrer, F. (1 de Marzo de 2005).** *An analysis of effective thermal properties of thermally thick materials.* Obtenido de Scientdirect: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0379711205000330>
- Pemex. (10 de Julio de 2010).** *Refinacion.* Obtenido de Terminal de almacenamiento y distribucion es Toluca - Mexico: www.ref.pex.com/octanaje/octa29/29termi.htm
- Pulkrabek, W. (2000).** *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine.* University of Wisconsin: Prentice Hall.
- Quispe, J. (2016).** *Evaluación de los efectos de la variacion del octanaje de la gasolina y del gasohol E7.8 sobre el comportamiento de un motor monocilindrico de encendido por chispa.* Lima: Tesis de Pregrado - Pontificia Universidad Católica del Perú.
- Tipanluisa, L., Remache, A., Ayabaca, C., & Reina, S. (2017).** Emisiones Contaminantes de un Motor de Gasolina funcionando a dos Cotas y dos Calidades . *Facultad de Ingenieria Mecánica - Escuela Politecnica Nacional - Quito - Ecuador, 1.*

Tipian, G. (2016). *Analisis Experimental del Uso de la mezcla Etanol - Gasolina en Motores de Encendido por Chispa.* Lima - Perú: Tesis de Pregrado - Pontificia Universidad Católica del Perú.

Valenzuela, J. (16 de Julio de 2011). *Gasohol en el Perú: La mezcla de gasolina y alcohol.* Obtenido de <http://julioval88hp.blogspot.com/2011/07/gasohol-en-el-peru-la-mezcla-de.html>

ANEXOS

ANEXO 1: FICHA TÉCNICA DEL GASOHOL PLUS 90 Y 95 OCTANOS

Los Gasohol 90 y 95 Plus, deberán cumplir con las disposiciones establecidas por la Resolución Ministerial N.º 515-2009-MEM/DM, según las especificaciones de calidad, de acuerdo con el siguiente cuadro:

CARACTERISTICAS	GASOHOL		METODO DE ENSAYO ASTM
	MIN	MAX	
APARIENCIA	Transparente		
Color Comercial	90: Violeta; 95: Azul		
VOLATILIDAD			
Destilacion, °C (a 750 mmHg)			D 86
10% recuperado		70	
50% recuperado		140	
90% recuperado		200	
Punto final		221	
Residuo, %V		2	
Presion de Vapor Reid, psi		11	D 323, D 4953, D 5190, D 5191, D 5482
CORROSIVIDAD			
Corrosion lamina de Cu, 3h, 50 °C, N°		1	D 130
Aufre total, %Masa		0.2	D 1256, D 4294, D 2622
ANTIDETONANCIA			
N° Octano Research	90*		D 2699
N° Octano Research	95*		
ESTABILIDAD A LA OXIDACION			
Minutos	240		D 525
CONTAMINANTES			
Goma existente, mg/100 mL		5	D 381
Plomo, g Pb/L		0.013	D 3237, D 5059
	*Valor minimo sujeto a control en la refineria que se incrementa debido a la adiccion del 7.8% de Alcohol Carburante en la gasolina		

(Ministerio de Energia y Minas, 2009, p. 1).

ANEXO 2: FICHA TECNICA DEL ETANOL ABSOLUTO



Specification

1.07017.9026 Ethanol absolute for analysis EMPARTA® ACS

	Specification	
Purity (GC)	≥ 99.5	%
Identity (IR)	conforms	
Color	≤ 10	Hazen
Solubility in water	conforms	
Titration acid	≤ 0.0005	meq/g
Titration base	≤ 0.0002	meq/g
Acetone (GC)	≤ 0.001	%
Methanol (GC)	≤ 0.1	%
2-Propanol (GC)	≤ 0.01	%
Acetone, Isopropyl Alcohol (ACS)	conforms	
Substances reducing potassium permanganate (as O)	≤ 0.0002	%
Substances reducing permanganate (ACS)	conforms	
Readily carbonizable substances	conforms	
Evaporation residue	≤ 0.001	%
Water	≤ 0.2	%

Jeannette David
Responsible laboratory manager quality control

This document has been produced electronically and is valid without a signature.

Comercialización restringida en el Perú debido a la LEY N.º 29632: “Ley para erradicar la elaboración y comercialización de bebidas alcohólicas informales, adulteradas o no aptas para el consumo humano”.

ANEXO 3: ANÁLISIS DE VARIANZA PARA EL DISEÑO DE BLOQUES COMPLETAMENTE AL AZAR

El estudio de varianza para un diseño de bloques completamente al azar, en donde se reconoce como revolución al régimen de giro y tratamiento a cada uno de los combustibles, se realizó con la ayuda del programa estadístico IBM SPSS, cuyo resultados para la variable rendimiento es el siguiente:

Factores inter-sujetos

		Etiqueta de valor	N
REVOLUCION	1	1600 rpm	12
	2	2000 rpm	12
	3	2200 rpm	12
	4	2300 rpm	12
	5	2500 rpm	12
	6	2700 rpm	12
	7	3000 rpm	12
TRATAMIENTO	1	E7.8 90 OC	14
	2	E7.8 95 OC	14
	3	E20 90 OC	14
	4	E20 95 OC	14
	5	E25 90 OC	14
	6	E25 95 OC	14

Prueba de igualdad de Levene de varianzas de error ^a

Variable dependiente: RENDIMIENTO

F	gl1	gl2	Sig.
1,893	41	42	,051

Prueba la hipótesis nula de que la varianza de error de la variable dependiente es igual entre grupos.

a. Diseño: Intersección + REVOLUCION + TRATAMIENTO

Pruebas de efectos inter-sujetos

Variable dependiente: RENDIMIENTO

Origen	Tipo III de suma de cuadrados	gl	Media cuadrática	F	Sig.
Modelo corregido	2465,265 ^a	11	224,115	32,271	,000
Intersección	49703,617	1	49703,617	7156,981	,000
REVOLUCION	275,272	6	45,879	6,606	,000
TRATAMIENTO	2189,993	5	437,999	63,069	,000
Error	500,024	72	6,945		
Total	52668,905	84			
Total corregido	2965,289	83			

a. R al cuadrado = ,831 (R al cuadrado ajustada = ,806)

RENDIMIENTO

HSD Tukey^{a,b}

TRATAMIENTO	N	Subconjunto			
		1	2	3	4
E25 90 OC	14	14,43447			
E20 95 OC	14		23,29528		
E7.8 95 OC	14		23,52100		
E25 95 OC	14		25,86464	25,86464	
E20 90 OC	14			28,26428	28,26428
E7.8 90 OC	14				30,57083
Sig.		1,000	,116	,167	,201

Se visualizan las medias para los grupos en los subconjuntos homogéneos.

Se basa en las medias observadas.

El término de error es la media cuadrática (Error) = 6,945.

a. Utiliza el tamaño de la muestra de la media armónica = 14,000.

b. Alfa = .05.

Prueba de Kolmogórov-Smirnov para una muestra

		Residuo para RENDIMIENTO
N		84
Parámetros normales ^{a,b}	Media	,0000
	Desv. Desviación	2,45446
Máximas diferencias extremas	Absoluto	,092
	Positivo	,092
	Negativo	-,062
Estadístico de prueba		,092
Sig. asintótica(bilateral)		,079 ^c

a. La distribución de prueba es normal.

b. Se calcula a partir de datos.

c. Corrección de significación de Lilliefors.

ANEXO 4: PLANILLA DE VARIABLES ADICIONALES CALCULADAS DE RENDIMIENTO Y DESEMPEÑO DEL MOTOR

		1600	2000	2200	2300	2500	27000	3000
PRESIÓN MEDIA EFECTIVA [Kpa]	E7.890	101.16	103.69	98.00	95.47	90.10	103.69	78.40
	E7.895	88.52	82.19	77.77	75.87	65.76	82.19	44.26
	E2090	100.53	88.52	82.83	79.67	74.61	88.52	69.55
	E2095	82.83	75.87	72.71	70.81	63.23	75.87	49.32
	E2590	69.55	64.49	61.96	60.70	58.17	64.49	55.64
	E2595	83.46	77.14	69.55	65.76	60.70	77.14	53.11
TRABAJO EFECTIVO POR CICLO [KJ]	E7.890	0.10	0.10	0.10	0.09	0.09	0.10	0.08
	E7.895	0.09	0.08	0.08	0.08	0.07	0.08	0.04
	E2090	0.10	0.09	0.08	0.08	0.07	0.09	0.07
	E2095	0.08	0.08	0.07	0.07	0.06	0.08	0.05
	E2590	0.07	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06
	E2595	0.08	0.08	0.07	0.07	0.06	0.08	0.05
FACTOR LAMBDA [-]	E7.890	1.24	0.98	1.00	0.98	1.00	1.01	1.02
	E7.895	2.58	1.64	1.40	1.24	1.21	1.17	1.26
	E2090	1.40	1.20	1.10	1.08	1.12	1.10	1.12
	E2095	1.20	1.17	1.14	1.12	1.10	1.09	1.24
	E2590	2.75	2.02	1.66	1.47	1.19	1.35	1.23
	E2595	1.09	1.20	1.25	1.28	1.15	1.13	1.11
FLUJO MASICO DE ETANOL (kg/h)	E7.890	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
	E7.895	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
	E2090	0.29	0.35	0.39	0.41	0.41	0.43	0.45
	E2095	0.35	0.37	0.38	0.39	0.40	0.42	0.44
	E2590	35.29	0.75	0.86	0.93	1.07	0.93	0.86
	E2595	0.38	0.47	0.53	0.57	0.57	0.58	0.63
FLUJO MASICO DE GASOLINA (kg/h)	E7.890	2.11	2.93	2.95	2.96	3.09	3.24	3.56
	E7.895	2.57	2.69	2.74	2.76	2.93	3.12	3.19
	E2090	1.91	2.28	2.53	2.67	2.66	2.81	2.91
	E2095	2.27	2.42	2.50	2.55	2.64	2.75	2.89
	E2590	2.55	3.23	3.73	4.04	4.64	4.04	3.73
	E2595	1.64	2.04	2.33	2.50	2.51	2.55	2.74

Datos obtenidos en el Instituto de Motores de Combustión Interna – Facultad de Ingeniería Mecánica – Universidad Nacional de Ingeniería.

ANEXO 5: PLANILLA DE VARIABLES ADICIONALES DE EMISION DE GASES DE COMBUSTIÓN.

		1600	2000	2200	2300	2500	27000	3000
OXÍGENO [%]	E7.890	5.80	1.06	0.86	0.76	0.89	1.03	0.59
	E7.895	18.11	11.30	7.17	5.11	4.34	3.57	5.21
	E2090	9.00	4.80	2.70	1.65	2.40	2.18	2.41
	E2095	5.57	3.89	3.04	2.62	2.01	1.74	4.70
	E2590	29.06	17.30	11.42	8.48	4.16	16.15	4.32
	E2595	1.76	3.72	4.70	5.19	2.92	2.65	2.28
HIDROCARBUROS INQUEMADOS [ppm]	E7.890	1111.00	267.00	196.33	161.00	109.50	58.00	45.50
	E7.895	161.50	179.50	85.17	38.00	29.25	20.50	5.50
	E2090	1512.33	667.00	244.33	33.00	118.00	4.00	4.50
	E2095	781.00	369.00	163.00	60.00	17.50	10.25	9.85
	E2590	7718.50	3650.50	1616.50	599.50	272.50	57.00	46.00
	E2595	703.50	515.50	421.50	374.50	77.50	47.00	28.00

Datos obtenidos en el Instituto de Motores de Combustión Interna – Facultad de Ingeniería Mecánica – Universidad Nacional de Ingeniería.

ANEXO 6: PLANILLAS CON TODAS LAS VARIABLES MEDIDAS CON SUS RESPECTIVAS DESVIACIONES ESTANDAR

E7.8 90 0C																																
Régimen de Giro [RPM]	Desviac. Estandar [±RPM]	Fuerza del Dinamómetro [Kg-f]		FLUJO DE COMBUSTIBLE				TEMPERATURAS				PRESIONES		EMISIONES								CONDICIONES AMBIENTALES										
		Desviac. Estandar [±Kg-f]	Volumen [cm3]	Desviac. Estandar [±cm3]	Tiempo [s]	Desviac. Estandar [±s]	Entrada del refrigerante [°C]	Desviac. Estandar [±°C]	Salida del Refrigerante [°C]	Desviac. Estandar [±°C]	Aceite [°C]	Desviac. Estandar [±°C]	Diferencial [cmH2O]	Desviac. Estandar [±cmH2O]	CO [%]	Desviac. Estandar [±%]	CO2 [%]	Desviac. Estandar [±%]	NO [ppm]	Desviac. Estandar [±ppm]	HC [ppm]	Desviac. Estandar [±ppm]	O2 [%]	Desviac. Estandar [±%]	Factor Lambda [-]	Temperatura [°C]	Desviac. Estandar [±°C]	Humedad Relativa [%]	Desviac. Estandar [±%]	Presión [Kpa]	Desviac. Estandar [±KPa]	
1601	4	15.9	0.1	29.5	0	35.8	0	76	0	85	1	109.5	0.5	8	0.2	0.52	0.07	10.45	0.29	258	2	1111	235	5.795	0.03	1.28	19.65	0.7	72.7	0.25	101	0
2001	8.5	16.4	0	29.5	0	25.8	0	72	0	84	2	110	1	10.2	0.4	1.31	0.05	14.11	0.49	353	8	267	7	1.055	0.25	1.06	21	0.4	74.8	0.55	101	0
2200	0	15.5	0	29.5	0	25.6	0	76	0	86	0	110.7	1	11.87	0.067	1.32	0.02	13.73	0.07	347.3	11	196.3	11	0.858	0.2	1.04	19.57	0.4	73.2	0.95	101	0
2307	16	15.05	0	29.5	0	25.5	0	78	0	87	1	111	2	12.7	0.1	1.32	0.06	13.55	0.35	344.5	20.5	161	13	0.76	0.17	1.03	18.85	0.8	72.4	1.15	101	0
2500	0	14.28	0	29.5	0	24.4	0	75.5	0.5	84	1	106.3	0.75	14.3	0.025	0.98	0.08	14.04	0.05	314.8	16.8	109.5	3.5	0.893	0.19	1.09	20.03	0.1	74.5	0.5	101	0
2700	7	13.5	0.1	29.5	0	23.4	0	73	1	81	1	101.5	0.5	15.9	0.05	0.64	0.09	14.53	0.24	285	13	58	6	1.025	0.22	1.14	21.2	0.5	76.6	0.15	101	0
2996	8.5	12.2	0.2	29.5	0	21.2	0	81	1	81	1	104	1	17.5	0	0.39	0.06	15.01	0.43	255.5	12.5	45.5	4.5	0.585	0.12	1.1	18.6	0.2	69.8	0.7	101	0

Datos obtenidos en el Instituto de Motores de Combustión Interna – Facultad de Ingeniería Mecánica – Universidad Nacional de Ingeniería.

E7.8 95 0C

Régimen de Giro [RPM]	Desviac. Estandar [±RPM]	Fuerza del Dinamómetro [Kg-f]		FLUJO DE COMBUSTIBLE			TEMPERATURAS					PRESIONES		EMISIONES								CONDICIONES AMBIENTALES										
				Volumen [cm3]	Desviac. Estandar [±cm3]	Tiempo [s]	Desviac. Estandar [±s]	Entrada del refrigerante [°C]	Desviac. Estandar [±°C]	Salida del Refrigerante [°C]	Desviac. Estandar [±°C]	Aceite [°C]	Desviac. Estandar [±°C]	Diferencial [cmH2O]	Desviac. Estandar [±cmH2O]	CO [%]	Desviac. Estandar [±%]	CO2 [%]	Desviac. Estandar [±%]	NO [ppm]	Desviac. Estandar [±ppm]	HC [ppm]	Desviac. Estandar [±ppm]	O2 [%]	Desviac. Estandar [±%]	Factor Lambda [-]	Temperatura [°C]	Desviac. Estandar [±°C]	Humedad Relativa [%]	Desviac. Estandar [±%]	Presión [Kpa]	Desviac. Estandar [±KPa]
1604	6	13.9	0.1	29.5	0	29.7	0	76	0	83	1	111	1	10.6	0.6	0.28	0.04	5.5	0.3	6	2	161.5	24.5	18.11	0.29	2.49	23.15	0.3	69.4	1	101	0
2004	6	13.1	0.1	29.5	0	28.4	0	76	0	82	0	110	0	10.9	0.1	0.28	0.01	11.92	0.69	128	6	179.5	3.5	11.3	0.36	1.6	22.5	0.3	68	0.35	101	0
2200	0	12.3	0	29.5	0	27.9	0	76.67	0.67	84	0.67	107.3	1.33	11.9	0.1	0.36	0.02	12.72	0.18	208	6	85.17	2.167	7.172	0.14	1.36	23.5	0.4	67.2	0.52	101	0
2301	6	11.9	0.1	29.5	0	27.7	0	77	1	85	1	106	2	12.4	0.1	0.39	0.04	13.12	0.62	248	6	38	5	5.11	0.03	1.24	24	0.5	66.9	0.95	101	0
2500	0	10.4	0	29.5	0	26.1	0	78	0	84.5	0.5	101	0.5	13.9	0.1	0.24	0.04	13.6	0.3	199	1	29.25	3.75	4.34	0.06	1.18	23.73	0.9	67.4	0.2	101	0
2700	8.5	8.9	0.1	29.5	0	24.5	0	79	1	84	0	96	1	15.4	0.1	0.09	0.04	14.08	0.02	150	4	20.5	2.5	3.57	0.1	1.12	23.45	1.4	68	0.55	101	0
3001	7.5	6.9	0.1	29.5	0	24	0	83	1	89	1	90	1	17.1	0.1	0.07	0.02	13.38	0.15	116	3	5.5	1.5	5.205	0.14	1.22	22.45	0.9	67.4	1.25	101	0

Datos obtenidos en el Instituto de Motores de Combustión Interna – Facultad de Ingeniería Mecánica – Universidad Nacional de Ingeniería.

E20 90 0C

Régimen de Giro [RPM]		Desviac. Estandar [±RPM]		Fuerza del Dinamómetro [Kg-f]		Desviac. Estandar [±Kg-f]		FLUJO DE COMBUSTIBLE				TEMPERATURAS				PRESIONES		EMISIONES								CONDICIONES AMBIENTALES						
Volumen [cm3]	Desviac. Estandar [±cm3]	Tiempo [s]	Desviac. Estandar [±s]	Entrada del refrigerante [°C]	Desviac. Estandar [±°C]	Salida del Refrigerante [°C]	Desviac. Estandar [±°C]	Aceite [°C]	Desviac. Estandar [±°C]	Diferencial [cmH2O]	Desviac. Estandar [±cmH2O]	CO [%]	Desviac. Estandar [±%]	CO2 [%]	Desviac. Estandar [±%]	NO [ppm]	Desviac. Estandar [±ppm]	HC [ppm]	Desviac. Estandar [±ppm]	O2 [%]	Desviac. Estandar [±%]	Factor Lambda [-]	Temperatura [°C]	Desviac. Estandar [±°C]	Humedad Relativa [%]	Desviac. Estandar [±%]	Presión [Kpa]	Desviac. Estandar [±KPa]				
1600	0	16.1	0.2	29.5	0	34.8	0	79.33	1.33	91	2.33	118.3	0.67	6.533	0.033	0.56	0.02	9.258	0.67	225.8	18.8	1512	360.3	9	0.02	1.35	18.72	1.7	73.8	2.48	101	0
1999	4.5	14.1	0.1	29.5	0	29.1	0	78	0	87	1	115	0	10.6	0.1	0.29	0	11.57	0.37	300.5	5.5	667	155	4.8	0.05	1.22	21.05	1.1	75.8	0.75	101	0
2200	0	13.1	0	29.5	0	26.3	0	77.33	0.67	85	0.33	113.3	0.33	12.63	0.133	0.15	0	12.72	0.21	337.8	1.17	244.3	52.33	2.7	0.06	1.15	22.22	0.8	76.8	0.12	101	0
2303	7.5	12.6	0	29.5	0	24.8	0	77	1	84	0	112.5	0.5	13.65	0.15	0.08	0.01	13.3	0.14	356.5	4.5	33	1	1.65	0.07	1.11	22.8	0.6	77.3	0.55	101	0
2501	2.5	11.9	0.1	29.5	0	25	0	76	0	85	1	102	1	13.3	0.1	0.12	0.01	12.95	0.09	249	6	118	6	2.4	0.06	1.11	21.25	0.9	72.4	1.25	101	0
2701	8.5	10.1	0.1	29.5	0	23.7	0	78	0	86	0	110	0	15.1	0.1	0.04	0	13.24	0.22	260	5	4	2	2.175	0.15	1.11	18.25	0.1	68.1	1.35	101	0
3002	6	11.1	0.1	29.5	0	22.8	0	78	0	88	0	104	1	16.35	0.15	0.05	0	13.05	0.21	199.5	7.5	4.5	0.5	2.405	0.05	1.17	22.4	0.3	74.1	0.6	101	0

Datos obtenidos en el Instituto de Motores de Combustión Interna – Facultad de Ingeniería Mecánica – Universidad Nacional de Ingeniería.

E20 95 0C

Régimen de Giro [RPM]	Desviac. Estandar [±RPM]	Fuerza del Dinamómetro [Kg-f]	Desviac. Estandar [±Kg-f]	FLUJO DE COMBUSTIBLE				TEMPERATURAS					PRESIONES		EMISIONES										CONDICIONES AMBIENTALES							
				Volumen [cm3]	Desviac. Estandar [±cm3]	Tiempo [s]	Desviac. Estandar [±s]	Entrada del refrigerante [°C]	Desviac. Estandar [±°C]	Salida del Refrigerante [°C]	Desviac. Estandar [±°C]	Aceite [°C]	Desviac. Estandar [±°C]	Diferencial [cmH2O]	Desviac. Estandar [±cmH2O]	CO [%]	Desviac. Estandar [±%]	CO2 [%]	Desviac. Estandar [±%]	NO [ppm]	Desviac. Estandar [±ppm]	HC [ppm]	Desviac. Estandar [±ppm]	O2 [%]	Desviac. Estandar [±%]	Factor Lambda [-]	Temperatura [°C]	Desviac. Estandar [±°C]	Humedad Relativa [%]	Desviac. Estandar [±%]	Presión [Kpa]	Desviac. Estandar [±KPa]
1600	0	13.3	0.2	29.5	0	29.5	0	66.67	0	79.67	2.33	121.2	1.83	9.567	0.1	0.87	0	10.64	0.01	342.3	1.33	781	75	5.572	0.03	1.26	24.55	1	64	2.5	101	0
2002	3.5	12.1	0.1	29.5	0	27.7	0	72	0	81	1	118.5	0.5	11.1	0.1	0.45	0.01	12.3	0.2	283	2	369	31	3.885	0.03	1.18	24.55	0.4	63.4	0.7	101	0
2200	0	11.5	0	29.5	0	26.8	0	74.67	0	81.67	0.33	117.2	0.17	11.87	0.2	0.24	0.01	13.13	0.3	253.3	3.67	163	9	3.042	0.02	1.15	24.55	0.2	63.1	0.2	101	0
2299	5.5	11.2	0	29.5	0	26.4	0	76	0	82	0	116.5	0.5	12.25	0.25	0.13	0.01	13.55	0.35	238.5	4.5	60	2	2.62	0.02	1.13	24.55	0.1	63	0.65	101	0
2500	3.5	10.2	0.2	29.5	0	25.4	0	75	1	80	0	116	0	13.65	0.35	0.09	0.01	13.83	0.23	184	4	17.5	2.5	2.005	0	1.11	22.6	0.6	64.5	0.6	101	0
2701	3	9.2	0	29.5	0	24.4	0	73	1	84	0	113	1	15.45	0.05	0.04	0.01	14.45	0.09	147	13	10.25	2.25	1.735	0.04	1.14	22.95	0.4	66	0.7	101	0
2998	3	7.7	0.1	29.5	0	23.2	0	77	1	80	0	110.5	0.5	16.9	0.1	0.01	0	13.39	0.19	113.5	3.5	9.85	3.85	4.7	0.1	1.19	24.45	0.6	65.4	1.05	101	0

Datos obtenidos en el Instituto de Motores de Combustión Interna – Facultad de Ingeniería Mecánica – Universidad Nacional de Ingeniería.

E25 90 0C

Régimen de Giro [RPM]		Desviac. Estandar [±RPM]		Fuerza del Dinamómetro [Kg-f]				FLUJO DE COMBUSTIBLE				TEMPERATURAS				PRESIONES		EMISIONES								CONDICIONES AMBIENTALES						
Desviac. Estandar [±Kg-f]	Volumen [cm ³]	Desviac. Estandar [±cm ³]	Tiempo [s]	Desviac. Estandar [±s]	Entrada del refrigerante [°C]	Desviac. Estandar [±°C]	Salida del Refrigerante [°C]	Desviac. Estandar [±°C]	Aceite [°C]	Desviac. Estandar [±°C]	Diferencial [cmH ₂ O]	Desviac. Estandar [±cmH ₂ O]	CO [%]	Desviac. Estandar [±%]	CO ₂ [%]	Desviac. Estandar [±%]	NO [ppm]	Desviac. Estandar [±ppm]	HC [ppm]	Desviac. Estandar [±ppm]	O ₂ [%]	Desviac. Estandar [±%]	Factor Lambda [-]	Temperatura [°C]	Desviac. Estandar [±°C]	Humedad Relativa [%]	Desviac. Estandar [±%]	Presión [Kpa]	Desviac. Estandar [±KPa]			
1600	0	11.93	0.1	29.5	0	24.6	0	89	1	90	6	83.5	10.5	12.6	2.4	0.6	0.22	1.535	0.04	27.5	3.5	7719	422.5	29.06	0	3.41	20.8	0.2	14.6	3.6	101	0
2000	0	11.87	0.1	29.5	0	19.4	0	81	1	86	2	101.5	4.5	12.2	0.8	0.62	0.06	6.175	0.16	99.5	7.5	3651	190.5	17.3	0.08	2.27	22.4	0.2	44.4	1.8	101	0
2198	5.5	11.83	0.1	29.5	0	16.8	0	77	1	84	0	110.5	1.5	12	0	0.63	0.02	8.495	0.27	135.5	9.5	1617	74.5	11.42	0.12	1.69	23.2	0.2	59.3	0.9	101	0
2299	4	11.78	0.1	29.5	0	15.5	0	75	1	83	1	115	0	11.9	0.4	0.63	0.05	9.655	0.32	153.5	10.5	599.5	16.5	8.48	0.14	1.41	23.6	0.2	66.8	0.45	101	0
2498	5.5	11.72	0	29.5	0	13.5	0	80	0	87	1	113.5	0.5	13.35	0.15	0.43	0.04	11.25	0.94	112.5	10.5	272.5	10.5	4.16	0.09	1.36	23.3	0.3	61.4	0.95	101	0
2699	4.5	11.67	0.1	29.5	0	15.5	0	77	1	82	0	111.5	1.5	15.3	0.2	0.05	0.02	1.45	0.25	42.5	3.5	57	1	16.15	0.91	1.34	22.05	0.3	59.2	2.35	101	0
3002	6	11.62	0	29.5	0	16.8	0	80	0	97	1	111.5	0.5	16.9	0.1	1.17	0.06	13.09	0.11	112	2	46	2	4.32	0.02	1.21	20.6	0	69.5	0	101	0

Datos obtenidos en el Instituto de Motores de Combustión Interna – Facultad de Ingeniería Mecánica – Universidad Nacional de Ingeniería.

E25 95 0C

Régimen de Giro [RPM]		Desviac. Estandar [±RPM]		Fuerza del Dinamómetro [Kg-f]		Desviac. Estandar [±Kg-f]		FLUJO DE COMBUSTIBLE				TEMPERATURAS				PRESIONES		EMISIONES								CONDICIONES AMBIENTALES						
				Volumen [cm3]	Desviac. Estandar [±cm3]	Tiempo [s]	Desviac. Estandar [±s]	Entrada del refrigerante [°C]	Desviac. Estandar [±°C]	Salida del Refrigerante [°C]	Desviac. Estandar [±°C]	Aceite [°C]	Desviac. Estandar [±°C]	Diferencial [cmH2O]	Desviac. Estandar [±cmH2O]	CO [%]	Desviac. Estandar [±%]	CO2 [%]	Desviac. Estandar [±%]	NO [ppm]	Desviac. Estandar [±ppm]	HC [ppm]	Desviac. Estandar [±ppm]	O2 [%]	Desviac. Estandar [±%]	Factor Lambda [-]	Temperatura [°C]	Desviac. Estandar [±°C]	Humedad Relativa [%]	Desviac. Estandar [±%]	Presión [Kpa]	Desviac. Estandar [±KPa]
1600	0	15.8	2.6	29.5	0	38.5	0	69	7	63	7	89	3	11	1.6	0.06	0.06	11.99	1.13	510	66	703.5	209.5	1.755	0.18	1.19	28.1	1.3	59.8	7.7	101	0
2000	0	12.9	0.7	29.5	0	31	0	73	3	75	3	103	1	11.2	0.6	0.33	0	11.53	0.67	328	24	515.5	93.5	3.715	0.1	1.26	24.5	0.5	64	4.3	101	0
2202	3.5	11.1	0.1	29.5	0	27.2	0	75	1	81	1	110	0	11.3	0.1	0.46	0.03	11.3	0.44	237	3	421.5	35.5	4.695	0.06	1.3	22.7	0.1	66.1	2.6	101	0
2297	4	10.2	0.2	29.5	0	25.4	0	76	0	84	0	113.5	0.5	11.35	0.15	0.53	0.05	11.18	0.32	191.5	7.5	374.5	6.5	5.185	0.05	1.32	21.8	0.1	67.2	1.75	101	0
2504	5.5	9.7	0.1	29.5	0	25.2	0	79	1	90	0	115	1	13.5	0.1	0.15	0.01	13.21	0.07	190	7	77.5	1.5	2.92	0.06	1.22	23.7	0	64.2	1.65	101	0
2702	4	9.3	0.1	29.5	0	24.8	0	75	1	81	1	116	1	14.9	0.1	0.12	0.03	13.18	0.13	175	11	47	1	2.65	0.13	1.2	19.95	0.6	69.1	0.3	101	0
3000	9	8.5	0.1	29.5	0	23.1	0	76	0	83	1	114	0	16.65	0.15	0.06	0.03	13.16	0.38	157	7	28	7	2.275	0.03	1.1	19	0.6	66.1	0.65	101	0

Datos obtenidos en el Instituto de Motores de Combustión Interna – Facultad de Ingeniería Mecánica – Universidad Nacional de Ingeniería.