



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

“COMPARACIÓN Y VALIDACIÓN DE DOS MODELOS MATEMÁTICOS PARA POTENCIA, TORQUE Y CONSUMO DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA SUZUKI 2.0CC 16V DOHC CON EL DINAMÓMETRO AUTOMOTRIZ PARA GARANTIZAR LA PRECISIÓN DE SUS RESULTADOS”

**TORRES ROMERO IVÁN CAMILO
AYALA ZAMBRANO RUBÉN DARÍO**

TRABAJO DE TITULACIÓN

TIPO: PROYECTOS DE INVESTIGACIÓN

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

**RIOBAMBA – ECUADOR
2017**

ESPOCH

Facultad de Mecánica

APROBACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

2016-12-05

Yo recomiendo que el Trabajo de Titulación preparado por:

TORRES ROMERO IVÁN CAMILO

Titulado:

**“COMPARACIÓN Y VALIDACIÓN DE DOS MODELOS MATEMÁTICOS
PARA POTENCIA, TORQUE Y CONSUMO DE UN MOTOR DE
COMBUSTIÓN INTERNA SUZUKI 2.0CC 16V DOHC CON EL
DINAMÓMETRO AUTOMOTRIZ PARA GARANTIZAR LA PRECISIÓN DE
SUS RESULTADOS”**

Sea aceptado como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

Ing. Carlos José Santillán Mariño
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Paúl Alejandro Montufar Paz
DIRECTOR

Ing. Celín Abad Padilla Padilla
ASESOR

ESPOCH

Facultad de Mecánica

APROBACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

2016-12-05

Yo recomiendo que el Trabajo de Titulación preparado por:

AYALA ZAMBRANO RUBÉN DARÍO

Titulado:

**“COMPARACIÓN Y VALIDACIÓN DE DOS MODELOS MATEMÁTICOS
PARA POTENCIA, TORQUE Y CONSUMO DE UN MOTOR DE
COMBUSTIÓN INTERNA SUZUKI 2.0CC 16V DOHC CON EL
DINAMÓMETRO AUTOMOTRIZ PARA GARANTIZAR LA PRECISIÓN DE
SUS RESULTADOS”**

Sea aceptado como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

Ing. Carlos José Santillán Mariño
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Paúl Alejandro Montufar Paz
DIRECTOR

Ing. Celín Abad Padilla Padilla
ASESOR

ESPOCH

Facultad de Mecánica

EXAMINACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: TORRES ROMERO IVÁN CAMILO

TRABAJO DE TITULACIÓN: **“COMPARACIÓN Y VALIDACIÓN DE DOS MODELOS MATEMÁTICOS PARA POTENCIA, TORQUE Y CONSUMO DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA SUZUKI 2.0CC 16V DOHC CON EL DINAMÓMETRO AUTOMOTRIZ PARA GARANTIZAR LA PRECISIÓN DE SUS RESULTADOS”**

Fecha de Examinación: 2017-07-10

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. José Francisco Pérez Fiallos PRESIDENTE TRIB.DEFENSA			
Ing. Paúl Alejandro Montufar Paz DIRECTOR			
Ing. Celín Abad Padilla Padilla ASESOR			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. José Francisco Pérez Fiallos
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

ESPOCH

Facultad de Mecánica

EXAMINACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: AYALA ZAMBRANO RUBÉN DARÍO

TRABAJO DE TITULACIÓN: “COMPARACIÓN Y VALIDACIÓN DE DOS MODELOS MATEMÁTICOS PARA POTENCIA, TORQUE Y CONSUMO DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA SUZUKI 2.0CC 16V DOHC CON EL DINAMÓMETRO AUTOMOTRIZ PARA GARANTIZAR LA PRECISIÓN DE SUS RESULTADOS”

Fecha de Examinación: 2017-07-10

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. José Francisco Pérez Fiallos PRESIDENTE TRIB.DEFENSA			
Ing. Paúl Alejandro Montufar Paz DIRECTOR			
Ing. Celín Abad Padilla Padilla ASESOR			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. José Francisco Pérez Fiallos
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

DERECHOS DE AUTORÍA

El Trabajo de Titulación que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos-científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Torres Romero Iván Camilo

Ayala Zambrano Rubén Darío

DECLARACIÓN DE AUTENTICIDAD

Nosotros, Torres Romero Iván Camilo y Ayala Zambrano Rubén Darío, declaramos que el presente trabajo de titulación es de nuestra autoría y que los resultados del mismo son auténticos y originales. Los textos constantes en el documento que provienen de otra fuente están debidamente citados y referenciados.

Como autores, asumimos la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este trabajo de titulación.

Torres Romero Iván Camilo
Cédula de Identidad: 172490801-5

Ayala Zambrano Rubén Darío
Cédula de Identidad: 080304189-6

DEDICATORIA

Dedico este trabajo en primer lugar a Dios, por darme las fuerzas y sabiduría para terminar esta carrera, a las personas que siempre me han apoyado y han estado a mi lado en los momentos más difíciles:

A mi padre Jorge Francisco Ayala, que siempre lo llevo presente en mi corazón a pesar de que físicamente ya no se encuentre, pero sé que Dios lo tiene en su gloria y está orgulloso de mí; a mi madre Celia Elvira Zambrano, quien me brindó el privilegio de ser su hijo, quien me ha estado ahí para ayudarme a levantar de muchas caídas y siempre ha estado junto a mí para darme su apoyo, su sabiduría y los principios que nos inculcaron junto con mis hermanos, gracias madre por confiar en mí; a mis hermanos Sandra Ayala, Jorge Ayala, Javier Ayala y Marco Ayala, que fueron un pilar fundamental en para alcanzar este logro, sé que siempre cuento con su apoyo.

A mi novia y futura esposa Manuela Betancourth Mejía, que siempre me brinda su apoyo incondicional y está ahí junto a mí superando cualquier problema que se nos presente.

A mis amigos Iván Torres y Wilson Ramírez, gracias por el apoyo y lealtad.

Rubén Darío Ayala Zambrano

Dedico este trabajo a Dios, por brindarme el conocimiento y la salud necesaria para culminar este objetivo importante en mi vida.

A mi esposa Andrea Gómez y mi hijo Jaziel Torres, quienes me han brindado su apoyo y amor incondicional, siempre los llevo en mi corazón y mente a pesar de que en ciertas circunstancias no estén conmigo, pero sé que están orgullosos de mí; a mis padres Leoncio Torres y Cecilia Romero, por su gran apoyo y valiosos consejos en el transcurso de esta etapa de mi vida; a mis hermanos Gabriela Torres y Jessica Torres por su confianza y cariño, lo cual fue muy importante para finalizar este logro; dedicado a toda mi familia.

A mis amigos Rubén Ayala y Wilson Ramírez por su amistad sincera y su apoyo a lo largo de la carrera.

Iván Camilo Torres Romero

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios por permitirme alcanzar este logro muy importante en mi vida, a mi madre Celia Zambrano, y hermanos Sandra, Jorge, Marco y Javier por el apoyo que me brindaron a lo largo de mi carrera, sin ellos esto no hubiera sido posible, a los amigos que me han brindado su apoyo, y a mi novia Manuela Betancourth le agradezco inmensamente por su amor y paciencia.

A la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo por recibirme con las puertas abiertas, en especial a la familia automotriz, me siento orgullosos de pertenecer a esta familia; agradezco a todos los docentes de la Carrera de Ingeniería Automotriz por transmitirme sus conocimientos, en especial a los ingenieros Alejandro Montufar y Celín Padilla

Rubén Darío Ayala Zambrano

Agradezco a Dios por concederme un logro más en mi vida, a mi esposa Andrea Gómez y mi hijo Jaziel Torres por su paciencia y amor, ya que por ellos he culminado una meta más, a mis padres por su infinito apoyo desde siempre, y a mis amigos por su apoyo incondicional.

A la Escuela Superior politécnica de Chimborazo por recibirme de manera afectuosa, en especial a la Carrera de Ingeniería Automotriz, a los Ingenieros: Paúl Montufar y Celín Padilla que con su colaboración fue factible culminar mi proyecto de titulación.

Iván Camilo Torres Romero

TABLA DE CONTENIDO

	Pág.
1. INTRODUCCIÓN	
1.1. Antecedentes.....	1
1.2. Justificación	1
1.3. Objetivos.....	3
1.3.1. <i>Objetivo general</i>	3
1.3.2. <i>Objetivos específicos</i>	3
2. MARCO TEÓRICO	
2.1. Introducción.....	4
2.2. Sistema termodinámico	4
2.3. Energía interna.....	4
2.4. Entalpía	5
2.5. Variación de entropía.....	5
2.6. Calor específico a volumen constante	5
2.7. Leyes de la termodinámica	6
2.7.1. <i>Primera ley de la termodinámica</i>	6
2.7.2. <i>Segunda ley de la termodinámica</i>	6
2.8. Descripción de Modelo Termodinámico Otto	6
2.8.1. <i>Procesos termodinámicos del modelo Otto</i>	7
2.8.2. <i>Ecuación de los gases ideales</i>	11
2.9. Ciclo Otto ideal.....	12
2.10. Descripción del funcionamiento real del ciclo Otto	13
2.11. Modelo CIMA para ciclo Otto.....	14
2.11.1. <i>Descripción del modelo termodinámico</i>	14
2.12. Rendimientos de desempeño mecánico	17
2.13. Parámetros de desempeño mecánico de motores S.I.	18
2.13.1. <i>Potencia del motor</i>	19
2.13.2. <i>Torque de motor</i>	19
2.13.3. <i>Consumo de combustible</i>	20
2.14. Herramientas estadísticas	20
2.14.1. <i>Correlación simple</i>	20
2.14.2. <i>Diagramas de dispersión</i>	22
2.14.3. <i>Análisis de regresión lineal</i>	22

2.14.4.	<i>Distribución normal</i>	23
2.14.5.	<i>Pruebas de normalidad</i>	23
3.	PRUEBAS	
3.1.	Pruebas dinamométricas	25
3.1.1.	<i>Vehículo de pruebas</i>	25
3.1.2.	<i>Instrumentación</i>	26
3.1.3.	<i>Procedimiento</i>	27
3.1.4.	<i>Resultados obtenidos en las pruebas dinamométricas</i>	31
3.2.	Medición dinámica de emisión de gases	32
3.3.	Determinación de rendimiento volumétrico	33
4.	APLICACIÓN DE LOS MODELOS TERMODINÁMICOS	
4.1.	Aplicación del Modelo Otto	36
4.1.1.	<i>Descripción de los parámetros técnicos y ambientales</i>	36
4.1.2.	<i>Resultados de Potencia (p)</i>	37
4.1.3.	<i>Resultados de Torque (τ)</i>	38
4.1.4.	<i>Resultados de Consumo de combustible</i>	39
4.2.	Aplicación del Modelo CIMA	40
4.2.1.	<i>Estimación de temperatura máxima (T_3)</i>	40
4.2.2.	<i>Resultados de Potencia (p)</i>	42
4.2.3.	<i>Resultados de Torque (τ)</i>	43
4.2.4.	<i>Resultados de consumo de combustible</i>	45
4.3.	Análisis de resultados de los Modelos Otto y CIMA	46
4.3.1.	<i>Análisis de presión, temperatura, volumen y entropía</i>	46
5.	VALIDACIÓN	
5.1.	Comparación del Modelo Otto	49
5.1.1.	<i>Potencia de motor - Modelo Otto</i>	49
5.1.2.	<i>Torque - Modelo Otto</i>	51
5.1.3.	<i>Consumo de combustible - Modelo Otto</i>	53
5.2.	Comparación del Modelo CIMA	55
5.2.1.	<i>Potencia de Motor - Modelo CIMA</i>	55
5.2.2.	<i>Torque de Motor - Modelo CIMA</i>	57
5.2.3.	<i>Consumo de combustible - Modelo CIMA</i>	59
5.3.	Comparación de temperaturas máximas.....	62

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1. Conclusiones..... 63
6.2. Recomendaciones 63

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 2-1. Propiedades de estado del modelo CIMA	16
Tabla 2-2. Ecuaciones para la determinación de parámetros técnicos para los dos modelos matemáticos termodinámicos.....	16
Tabla 2-3. (Continuación) Ecuaciones para la determinación de parámetros técnicos para los dos modelos matemáticos termodinámicos.....	17
Tabla 3-1. Especificaciones Técnicas de Chevrolet Grand Vitara SZ 2.0.....	26
Tabla 3-2. Datos Técnicos de Dinamómetro MAHA LPS 3000 LKW	27
Tabla 3-3. Valores de aspectos ambientales	32
Tabla 4-1. Especificación de valores utilizados en el modelo Otto.....	37
Tabla 4-2. Especificación de valores utilizados en el modelo CIMA.....	40
Tabla 4-3. Balance químico de combustión.....	41
Tabla 4-4. Resultados de Potencia modelo CIMA.....	42
Tabla 4-5. Resultados de Torque (modelo CIMA)	44
Tabla 5-1. Coeficientes de Determinación.....	61
Tabla 5-2. Desviaciones Estándar.....	61

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
FIGURA 2-1. Proceso isométrico en el plano $v - p$ y $s - T$	7
FIGURA 2-2. Proceso adiabático en los planos $v - p$ y $s - T$	10
FIGURA 2-3. Ciclo Otto en coordenadas P/V y T/S	13
FIGURA 2-4. Ciclo de trabajo de motor a gasolina	13
FIGURA 2-5. Ciclo Otto en diagrama P/V	14
FIGURA 2-6. Etapa de combustión del motor.	18
FIGURA 2-7. Par motor o Torque	20
FIGURA 2-8. Tipos de correlación simple.....	21
FIGURA 2-9. Regresión lineal simple.....	22
FIGURA 2-10. Distribución Normal	23
FIGURA 2-11. Test de Normalidad.....	24
FIGURA 3-1. Chevrolet Grand Vitara SZ 2.0	25
FIGURA 3-2. Banco de prueba de potencia con rodillos LPS 3000 R200 2.....	27
FIGURA 3-3. Montaje del vehículo en el banco dinamométrico	28
FIGURA 3-4. Anclaje del vehículo por medio de fajas.....	28
FIGURA 3-5. Ventilador de flujo laminar.....	28
FIGURA 3-6. Instalación de la sonda de temperatura de aceite	29
FIGURA 3-7. Torretas receptoras de información del equipo dinamométrico	29
FIGURA 3-8. Selección de tipo de procedimiento	30
FIGURA 3-9. Ingresos de datos técnicos del vehículo.....	30
FIGURA 3-10. Vehículo sometido a prueba	31
FIGURA 3-11. Medición de consumo de combustible	31
FIGURA 3-12. Analizador de gases a gasolina utilizado en la prueba	33
FIGURA 3-13. Medición de flujo másico en el sensor MAF.....	33
FIGURA 3-14. Curva de rendimiento volumétrico Otto	34
FIGURA 3-15. Curva de rendimiento volumétrico CIMA.....	35
FIGURA 4-1. Curva de Potencia (modelo Otto)	38
FIGURA 4-2. Curva de Torque (modelo Otto)	39
FIGURA 4-3. Curva de Consumo de combustible (modelo Otto)	39
FIGURA 4-4. Configuración de GASEQ.	41

FIGURA 4-5. Curva de Potencia (modelo CIMA)	43
FIGURA 4-6. Curva de Par Motor (modelo CIMA)	44
FIGURA 4-7. Curva de Consumo de combustible (modelo CIMA)	45
FIGURA 4-8. Valores Modelo Otto	47
FIGURA 4-9. Valores Modelo CIMA	47
FIGURA 5-1. Coeficiente de correlación Potencia Otto	50
FIGURA 5-2. Regresión lineal Potencia Otto	50
FIGURA 5-3. Prueba de normalidad para Potencia Otto	51
FIGURA 5-4. Coeficiente de correlación Torque.....	51
FIGURA 5-5. Regresión lineal Torque Otto.....	52
FIGURA 5-6. Test de normalidad Torque Otto.....	52
FIGURA 5-7. Coeficiente de Correlación Consumo Otto.....	53
FIGURA 5-8. Regresión lineal de consumo Otto.....	54
FIGURA 5-9. Prueba de normalidad de consumo Otto.....	54
FIGURA 5-10. Coeficiente de Correlación de Potencia CIMA	55
FIGURA 5-11. Regresión lineal de Potencia CIMA	56
FIGURA 5-12. Prueba de normalidad de Potencia CIMA	56
FIGURA 5-13. Coeficiente de correlación de Potencia CIMA	57
FIGURA 5-14. Regresión lineal de Potencia CIMA.	58
FIGURA 5-15. Test de normalidad de Potencia CIMA	58
FIGURA 5-16. Coeficiente de correlación Consumo CIMA	59
FIGURA 5-17. Regresión lineal de Consumo CIMA.....	59
FIGURA 5-18. Test de normalidad de Consumo CIMA	60
FIGURA 5-19. Comparación de temperaturas máximas.....	62

SIMBOLOGÍA

r_c	Relación de compresión
N_c	Número de cilindros
LHV	Poder calorífico inferior del combustible (Low Heating Value)
\dot{m}_{ar}	Flujo másico del aire (real)
\dot{m}_{at}	Flujo másico del aire (teórico)
η_m	Eficiencia mecánica
η_i	Eficiencia isotrópica
η_v	Eficiencia volumétrica
η_t	Eficiencia térmica
λ	Factor lambda
τ	Torque
p	Potencia
P_{atm}	Presión atmosférica en Quito
T_{atm}	Temperatura ambiente en la ciudad de Quito
V_{cil}	Cilindrada
V_d	Volumen unitario
f_c	Consumo de combustible
n_r	Número de revoluciones por ciclo.
AF_s	Relación aire-combustible estequiométrica
AF_r	Relación aire combustible real

LISTA DE ABREVIACIONES

CIMA	Centro de Investigación en Mecatrónica Automotriz.
MAF	Sensor de Flujo de masa de aire (Mass Air Flow sensor).
CCICEV	Centro de Transferencia Tecnológica para la Capacitación e Investigación en Control de Emisiones Vehiculares.
ISO	Organización Internacional de Normalización (International Organization for Standardization).
DOHC	Doble árbol de levas en cabeza (Double Overhead Camshaft).
MCI	Motor de Combustión Interna.
EES	Engineering Equation Solver (software de cálculo termodinámico).
GASEQ	Software de Equilibrio Químico (Chemical Equilibrium Software)
MEF	Método de Elementos Finitos.
BTU	Unidad Térmica Británica (British Thermal Unit).
PMS	Punto Muerto Superior.
PMI	Punto Muerto Inferior.
DIN	Instituto Alemán de Normalización (Deutsches Institut für Normung).
S.I.	Encendido por chispa (Spark-ignition).
ASM	Modo de Simulación de Aceleración (estándar de prueba de emisión). (Acceleration Simulation Mode).

LISTA DE ANEXOS

- A.** Resultados de Pruebas Dinamométricas.
- B.** Resultados de Pruebas de Emisiones.
- C.** Resultados de Mediciones MAF.
- D.** Rendimiento Volumétrico – OTTO y CIMA.
- E.** Sistema de Ecuaciones en EES – OTTO y CIMA.
- F.** Resultados Teóricos – OTTO y CIMA.
- G.** Reporte Resultados de Validación OTTO.
- H.** Reporte de Resultados de Validación CIMA

RESUMEN

El presente proyecto de titulación se realizó basado en la necesidad de evaluar los resultados que estiman los modelos termodinámicos Otto y CIMA, mediante la comparación entre datos experimentales y teóricos, el objetivo principal de este trabajo es analizar la eficacia que poseen estos modelos para predecir parámetros de desempeño mecánico como; potencia, torque y consumo de combustible de un M.C.I y que a su vez se resalte las ventajas que pueden ofrecer estos modelos matemáticos frente a software de diseño, además de la utilidad que ofrecen en el área de diseño de motores, repotenciación de motores, homologación vehicular, etc. Por lo tanto se utilizó un vehículo Chevrolet Grand Vitara SZ con motor de 2000cc DOHC 16V para realizar las pruebas experimentales de potencia, torque y consumo en un dinamómetro de chasis MAHA LPS 3000, del Centro de homologación vehicular CCICEV, ensayo que se efectuó bajo la norma ISO 1585, además se ejecutaron pruebas de emisión de gases en etapas ASM 5015 con el fin de obtener las proporciones de aire/combustible que se desarrollan en el motor. Se desarrollaron los respectivos cálculos con el Modelo Termodinámico Otto utilizado en Ingeniería Automotriz de las diferentes universidades del país, y el Modelo Termodinámico CIMA utilizado en México y desarrollado por el Dr. José Ignacio Huertas Cardozo, para elaborar las respectivas comparaciones. Finalmente se obtuvieron resultados de correlatividad que indican que los modelos matemáticos poseen una muy buena capacidad para predecir parámetros de desempeño mecánico, en relación con los resultados obtenidos en las pruebas experimentales. Por lo tanto se concluye que no es necesario aplicar ningún factor de corrección en los Modelos Termodinámicos Otto y CIMA. Se recomienda efectuar los ensayos experimentales en laboratorios con equipos calibrados y certificados; ya que, de esta manera se puede obtener resultados con alto nivel de confiabilidad.

PALABRAS CLAVES: <PROCESO ADIABÁTICO>, <MODELO CIMA>, <MODELO OTTO>, <MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVO (MCIA)>, <CONSUMO DE COMBUSTIBLE>, <DINAMÓMETRO DE CHASIS>, <RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO>, <POTENCIA EN EL MOTOR>, <TORQUE EN EL MOTOR>, <ENGINEERING EQUATION SOLVER (SOFTWARE)>.

ABSTRACT

The present degree project was carried out based on the need to evaluate the results estimated by the thermodynamic Otto and CIMA models, through comparison between the experimental and theoretical data. The main objective of this work is to analyze the efficacy that these models possess to predict parameters mechanical performance as; power, torque and fuel consumption of an MCI. (Internal Combustion Engine), and which in turn it is highlighted the advantages that these mathematical models can offer facing software of design. Besides the utility that they offer in the area of engine design, repowering of engines, vehicular homologation, etc. Therefore, a vehicle Chevrolet Grand Vitara SZ was used with a 2000cc DOHC 16V engine, to perform the experimental test of power, torque and engine consumption on a MAHA LPS 3000 chassis dynamometer from the CCICEV Vehicle Approval Center, test which was carried out under the ISO 1585 standard. In addition, gas emission tests were carried out in stages ASM 5015 in order to obtain the air/fuel ratios that are developed in the engine. The respective calculation were developed, with the Otto Thermodynamic Model used in Automotive Engineering of the different universities of the country, and the Thermodynamic CIMA Model used in Mexico and developed by Dr. José Ignacio Huertas Cardozo, to elaborate the respective comparisons. Finally, correlativity results were obtained that indicate that the mathematical models have a very good capacity to predict parameters of mechanical performance, in relation to the results obtained in the experimental tests. Therefore it is concluded that it is not necessary to apply any correction factor in the Otto and CIMA Thermodynamic Models. The research paper recommends carry out the experimental testing in laboratories with calibrated certified equipment; since, in this way it can obtain results with high level of reliability.

KEYWORDS: <ADIABATIC PROCESS>, <CIMA MODEL>, <OTTO MODEL>, <ALTERNATIVE INTERNAL COMBUSTION ENGINE (MCI)>, <FUEL CONSUMPTION>, <CHASSIS DYNAMOMETER>, <VOLUMETRIC PERFORMANCE>, <POWER IN THE ENGINE>, <TORQUE IN THE ENGINE>, <ENGINEERING EQUATION SOLVER (SOFTWARE)>.

CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Antecedentes

Muchos modelos matemáticos se han desarrollado para ayudar a comprender, correlacionar y analizar el funcionamiento de los ciclos de los motores. Estos incluyen modelos de combustión, modelos de propiedades físicas y modelos de flujo dentro, a través y fuera de los cilindros. A pesar de que los modelos a menudo no pueden representar los procesos y las propiedades a los mejores detalles, son una poderosa herramienta en la comprensión y el desarrollo de los motores (PULKRABEK, 1997).

Históricamente, el nuevo diseño era una práctica costosa y demorada de ensayo y error, que requería la construcción de nuevas partes y pruebas para cada cambio. Ahora los cambios del motor y los nuevos diseños se desarrollan por primera vez en la computadora usando los muchos modelos que existen (PULKRABEK, 1997).

Para poder realizar este tipo de análisis con obtención de resultados óptimos, se recurre a pruebas experimentales del vehículo en laboratorios certificados o mediante métodos numéricos de simulaciones computacionales como por ejemplo, Métodos de Elementos Finitos (MEF); el cual, permite resolver ecuaciones diferenciales con alto nivel de complejidad asociadas a problemas físicos de ingeniería. Sin embargo, el proceso que ejecuta este tipo de método numérico puede demorar varios días en arrojar los resultados finales del análisis, aun ejecutado en computadoras de alto rendimiento.

Con el uso de modelos matemáticos en el diseño de nuevos motores y sus componentes, se obtienen grandes ahorros en tiempo y costo, con respecto a los análisis de métodos numéricos MEF (PULKRABEK, 1997).

1.2. Justificación

Las empresas automotrices utilizan programas muy elaborados en su trabajo de desarrollo de motores. Por lo general, estos han sido generados internamente y son altamente

confidenciales. Permiten un desarrollo mucho más rápido de nuevos motores, modificaciones y mejoras en los diseños existentes (PULKRABEK, 1997).

Para medir el torque y potencia de un motor de combustión interna alternativo (MCIA), es necesario utilizar un dinamómetro; los más comunes son los de chasis que miden la potencia en las ruedas motrices de un vehículo e indican la potencia disponible para propulsarlo en marcha. La mayoría de estos dinamómetros emplean sistemas de absorción del tipo hidráulico (KATES, y otros, 1981).

Este tipo de método experimental resulta ser inaccesible para muchas personas, por motivos económicos y/o falta de tiempo, ya que, en nuestro país no contamos con este tipo de equipos en todas las ciudades. Por esta razón, es necesario contar con modelos matemáticos capaces de predecir de forma real, parámetros de rendimiento de MCIA.

En la ingeniería, modelar un proceso significa desarrollar y usar la combinación apropiada de suposiciones y ecuaciones que permiten analizar las características críticas del proceso. El modelado de los procesos del motor continúa desarrollándose a medida que nuestra comprensión básica de la física y química de los fenómenos de interés se expande constantemente, así como la capacidad de las computadoras para resolver ecuaciones complejas continúa aumentando. Las actividades de modelado pueden aportar importantes contribuciones a la ingeniería del motor a diferentes niveles de generalidad o detalle, correspondientes a las diferentes etapas del desarrollo del modelo (HEYWOOD, 1988).

Actualmente muchos investigadores han formulado y desarrollado varios tipos de modelos matemáticos para motores de combustión interna entre los cuales permiten el cálculo ideal de parámetros técnicos como potencia torque y consumo. Muchos de estas formulaciones no garantizan resultados reales y exactos es decir se genera ciertas incertidumbres sobre credibilidad de estos modelos matemáticos.

Con este proyecto se pretende validar dos modelos matemáticos destinados al cálculo de parámetros de motores de combustión interna, por medio de una comparación entre los datos reales obtenidos en pruebas dinamométricas y los determinados teóricamente,

posteriormente aplicando factores de corrección en las formulaciones matemáticas para aproximar el resultado ideal al real.

1.3. Objetivos

1.3.1. *Objetivo general*

Comparar y validar dos modelos matemáticos para potencia, torque y consumo de un motor de combustión interna Suzuki 2.0cc 16v DOHC con el dinamómetro automotriz para garantizar la precisión de sus resultados.

1.3.2. *Objetivos específicos*

Medir parámetros de potencia, torque y consumo con el dinamómetro automotriz y con los modelos matemáticos para su comparación.

Determinar el modelo matemático más confiable mediante la comparación de los datos procesados reales e ideales para su validación.

Validar el modelo matemático determinado mediante la aplicación de factores de corrección para garantizar la credibilidad de los resultados de dicho modelo con respecto a los reales.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1. Introducción

La *termodinámica*, como ciencia de la ingeniería, estudia los procesos térmicos y la interacción con su entorno. En ingeniería se utilizan los principios de la termodinámica para analizar y diseñar modelos destinados a cubrir las necesidades de las personas (MORAN, y otros, 2004).

Los ingenieros buscan mejorar y crear diseños que permitan obtener un aumento de rendimiento y consecuentemente el aumento en la eficiencia de un proceso, minimizando el consumo y un menor impacto ambiental. Los principios de la termodinámica establecen un rol fundamental a la hora de lograr estos objetivos (MORAN, y otros, 2004).

2.2. Sistema termodinámico

En la termodinámica se utiliza la expresión “*sistema*” para identificar el elemento de nuestro análisis; es decir, un sistema es cualquier objeto de deseamos estudiar. Una vez determinado el sistema y se han establecido las interacciones, como otros sistemas, es el instante de aplicar una o más leyes termodinámicas. (MORAN, y otros, 2004)

2.3. Energía interna

La suma de las diversas formas de energía que tiene una molécula es la energía interna molecular U , u , o simplemente, energía interna. La cantidad absoluta de energía interna que un cuerpo posee nunca se conoce, pero afortunadamente esto no importa mucho porque se pueden calcular los cambios de esta energía o medirla con respecto a un valor de referencia conveniente. (FAIRES, y otros, 1983)

$$u = \text{energía interna específica (para 1 unid. de masa)} \quad \Delta u = u_2 - u_1 \quad (1)$$

$$U = mu = \text{energía interna total (para } m \text{ unids. de masa)} \quad \Delta U = U_2 - U_1 \quad (2)$$

2.4. Entalpía

Se define a la entalpía como la suma de la energía interna U y del producto de la presión p por el volumen V , cuyo símbolo propio es H :

$$H = U + pV \quad (3)$$

Las unidades para la entalpía son las mismas que para la energía interna. (MORAN, y otros, 2004)

2.5. Variación de entropía

La entropía es una propiedad extensiva cuya variación viene dada por:

$$S_2 - S_1 = \left(\int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \right)_{int \ rev} \quad (4)$$

Donde el subíndice "int rev" nos indica que, la integración debe realizarse sobre cualquiera de los procesos internamente reversibles que conectan dos estados. La integral representa la variación de alguna propiedad del sistema (MORAN, y otros, 2004).

En forma diferencial, la ecuación para la variación de entropía toma la forma:

$$dS = \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{int \ rev} \quad (5)$$

2.6. Calor específico a volumen constante

El calor específico a volumen constante de un gas ideal es el cambio de energía interna (U) por unidad de masa y por grado de temperatura, cuando los estados finales son estados de equilibrio del mismo volumen.

Las unidades de C_v pueden ser: $[kcal/kg \cdot K]$ y $[kcal/kmol \cdot K]$, o $[BTU/lb \cdot R]$ y $[BTU/lbmol \cdot R]$. (FAIRES, y otros, 1983)

$$C_v \equiv \left(\frac{dU}{dT} \right)_V \quad (6)$$

2.7. Leyes de la termodinámica

2.7.1. Primera ley de la termodinámica

Después de muchos experimentos, realizados principalmente por Joule, se encontró que el calor neto en el sistema es igual al trabajo neto; es decir, que cuando un sistema pasa por un cambio cíclico, el calor neto que entra o sale de sistema es igual al trabajo neto que efectúa el mismo (FAIRES, y otros, 1983).

$$Q_{entr.} + W_{entr.} = Q_{sal.} + W_{sal.} \quad (7)$$

2.7.2. Segunda ley de la termodinámica

Esta ley se la dedujo con la ayuda de trabajo de *Carnot*. Ninguna máquina termodinámica, real o ideal, que opere con cualquier ciclo puede convertir en trabajo todo el calor suministrado, sino que tiene que entregar una cierta cantidad de calor con un solo depósito térmico (FAIRES, y otros, 1983).

2.8. Descripción de Modelo Termodinámico Otto

El modelo termodinámico Otto es uno de los más utilizados en ingeniería mecánica, ingeniería automotriz y carreras afines, este sistema de predicción modela el funcionamiento del ciclo termodinámico Otto, por lo cual permite estimar propiedades de estado y de proceso para posteriormente obtener datos de potencia, torque y consumo de combustible, este modelo es utilizado actualmente en las diferentes universidades de nuestro país para la formación de ingenieros.

Las propiedades termodinámicas especifican un sistema y predicen el comportamiento del mismo. Estas propiedades son características físicas de un sistema como masa, volumen, energía, presión y temperatura, a las que se les puede asignar un valor numérico en cualquier momento (MORAN, y otros, 2004).

Las propiedades se pueden clasificar como *intensivas* o *extensivas*. Las **propiedades intensivas** son independientes de la masa, como por ejemplo, temperatura, presión,

densidad, potencial eléctrico. Las **propiedades extensivas** dependen de la masa, por ejemplo, volumen total, y la energía interna total (FAIRES, y otros, 1983).

Cuando tratamos sobre el estado de un sistema, se refiere a su condición descrita por las propiedades de la sustancia, es decir, expresa la condición de un sistema definido por un conjunto de propiedades, ya que, normalmente existen relaciones entre las propiedades mencionadas anteriormente (MORAN, y otros, 2004).

2.8.1. *Procesos termodinámicos del modelo Otto*

Una sustancia está en equilibrio termodinámico cuando no experimenta algún cambio en su estado cuando se encuentra sometido a las condiciones de su alrededor. Si varían una o más propiedades de un sistema, se dice que dicha sustancia está experimentando un proceso, es decir, pasa de un estado a otro (FAIRES, y otros, 1983).

En procesos reales interceden cambios en casi todas las propiedades, pero con la termodinámica se analizan los procesos mediante modelos ideales, en los que al menos una de las propiedades permanece constante (FAIRES, y otros, 1983).

Proceso isométrico.

Este proceso describe una trayectoria a volumen constante, es decir, si el volumen de una masa no se altera.

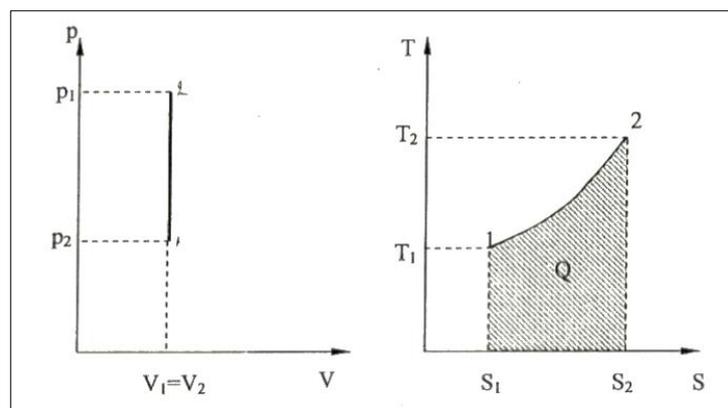


FIGURA 2-1. Proceso isométrico en el plano $v - p$ y $s - T$.

Fuente: Autor

Para este proceso a volumen constante se utiliza la siguiente expresión, definida por la ley de Gay Lussac:

Propiedad de estado:

$$\frac{p_1}{T_1} = \frac{p_2}{T_2} \quad (8)$$

Propiedades de proceso:

$$\text{Energía interna } \Delta U = m * C_v * \Delta T \quad (9)$$

$$\text{Entalpía } \Delta H = m * C_p * \Delta T \quad (10)$$

El *trabajo no fluyente* (W_{nf}) es nulo ya que no existe una variación de volumen.

$$W_{nf} = \int p * dV = 0 \quad (11)$$

$$\text{Entropía } \Delta S = m * C_v * \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) \quad (12)$$

Calor. La cantidad de calor que se suministra al sistema en este proceso se determina por a siguiente ecuación:

$$Q = \Delta U + W_{nf} \quad (13)$$

Como $W_{nf} = 0$, la cantidad de calor del punto 1 al 2 es igual a la variación de las energías internas.

$$Q = \Delta U \quad (14)$$

Proceso adiabático.

En este proceso no existe transferencia o intercambio de energía de manera térmica. Se compromete un perfecto aislamiento térmico, no existe flujo de calor (FAIRES, y otros, 1983).

La ecuación que demanda a éste proceso es:

$$P * V^K = cte \quad (15)$$

Donde K es el coeficiente adiabático, es decir, la relación de calores específicos.

A éste proceso no se le suministra ni se le resta calor, entonces:

$$dQ = 0 \quad (16)$$

Propiedad de estado:

Para determinar los valores de *presión* y *volumen* se utiliza la siguiente ecuación:

$$p_1 * V_1^K = p_2 * V_2^K \quad (17)$$

Para un gas ideal, la presión y volumen es:

$$p = \frac{R*T}{V} \quad Y \quad V = \frac{R*T}{p} \quad (18)$$

Con la ecuación 18 se pueden tener las siguientes relaciones:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{K-1} \quad y \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{K-1}{K}} \quad (19)$$

Propiedades de proceso:

$$\text{Energía interna: } \Delta U = m * C_v * \Delta T \quad (20)$$

$$\text{Entalpía: } \Delta H = m * C_p * \Delta T \quad (21)$$

En el proceso adiabático $dQ = 0$, entonces:

$$dQ = dU + p * dV \rightarrow p * dV = -dU \quad (22)$$

Esto quiere decir que con la disminución de la energía interna se efectúa el trabajo no fluyente, ya que, en éste tipo de procesos al sistema no llega calor del exterior.

El *trabajo no fluyente* se expresa por:

$$W_{nf} = \int p * dV \quad (23)$$

Despejando y remplazando de la ecuación 17 el valor de p en la ecuación 23 se obtiene que:

$$W_{nf} = \frac{C_2 * V_2^{1-K} - C_1 * V_1^{1-K}}{1-K} \quad (24)$$

De la ecuación 17 se puede obtener:

$$C_2 = p_2 * V_2^K \quad \text{y} \quad C_1 = p_1 * V_1^K \quad (25)$$

Teniendo así que *trabajo no fluyente* es:

$$W_{nf} = \frac{p_2 * V_2 - p_1 * V_1}{1-K} \quad (26)$$

Calor. La cantidad de calor que proporciona al sistema en un proceso adiabático es nulo.

Entropía. En este proceso no existe variación de entropía, ya que, ésta se mantiene constante.

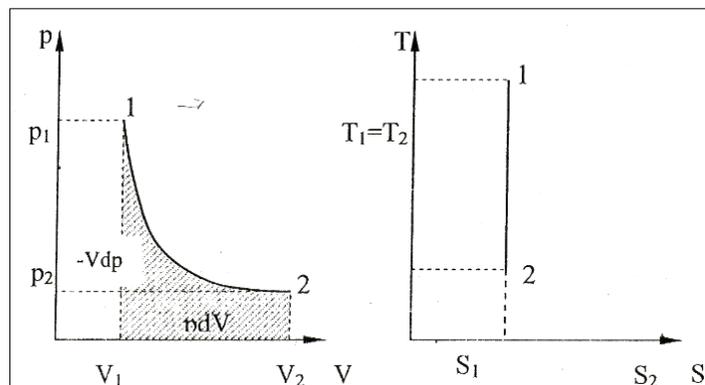


FIGURA 2-2. Proceso adiabático en los planos $v - p$ y $s - T$.

Fuente: Autor

2.8.2. Ecuación de los gases ideales

Luego de estudiar los procesos termodinámicos mediante las leyes de Boyle, Gay Lussac y Charles, se mantiene alguna variable de p , V , T constante; no obstante en 1825 se logró establecer un modelo para cualquier proceso termodinámico (ARAGÓN Gonzalez , y otros, 2004).

$$P * V = m * R * T \quad (27)$$

De forma justificativa, supongamos que una masa m de un gas se encuentra en un mecanismo cilindro-pistón en el estado (p_1, V_1, T_1) , inmediatamente con un proceso desconocido, dicha masa de gas alcanza el estado termodinámico (p_2, V_2, T_2) . La relación entre (p, V, T) ; entre estos dos estados es; primero, mediante un proceso isotérmico forzamos al gas a adquirir el estado (p_2, V_2, T_1) . La ley de Boyle asegura que entre el estado (p_1, V_1, T_1) y (p_2, V_2, T_1) la relación entre las variables es (ARAGÓN Gonzalez , y otros, 2004).

$$p_1 * V_1 = p_2 * V_2 \quad (28)$$

Luego, mediante la ley de Gay Lussac, (p_2, V_1, T_1) y (p_2, V_2, T_2) tienen la misma presión, obtenemos la siguiente relación.

$$\frac{V_1}{T_1} = \frac{V_2}{T_2} \quad (29)$$

De esta ecuación (29) despejamos V_1 y la reemplazamos en la ecuación 28 y se obtiene:

$$\frac{p_2 * V_2}{T_2} * T_1 = p_1 * V_1 \quad \rightarrow \quad \frac{p_2 * V_2}{T_2} = \frac{p_1 * V_1}{T_1} \quad (30)$$

Esto quiere decir que en todos los estados posibles de una misma masa de gas se generan con, el cociente $(p * V)/T$. Entonces cualquier estado de un proceso termodinámico cerrado, sin cambio de masa, complace (ARAGÓN Gonzalez , y otros, 2004).

$$\frac{p * V}{T} = cte \quad (31)$$

Para calcular la constante universal de los gases (R) hay que recordar la ley de Avogadro; un $kmol$ de cualquier gas a una presión de $101,325\text{ kPa}$ y con temperatura de $273,15\text{ K}$, ocupa siempre un volumen de $22,4143\text{ m}^3$. Al operar estos valores en la igualdad anterior tenemos que $R = 8,314\text{ kJ}/kmol \cdot K$ (ARAGÓN Gonzalez , y otros, 2004).

2.9. Ciclo Otto ideal

El ciclo Otto ideal se asocia al motor de encendido por chispa o de combustión interna, es decir, describe como debería funcionar este, aunque se distingue netamente del funcionamiento real, pero permite explicar los procesos termodinámicos que se producen en este ciclo, y son los siguientes (ÁLVAREZ Flórez, y otros, 2005).

- a) **1-2 Compresión adiabática:** compresión de la sustancia de trabajo, el pistón realiza el trabajo de compresión (W).
- b) **2-3 Aportación de calor a volumen constante:** entrada instantánea del calor aportado (Q_1).
- c) **3-4 Expansión adiabática:** expansión que corresponde a un trabajo W_2 , realizado por la sustancia de trabajo.
- d) **4-1 Extracción de calor a volumen constante:** extracción instantánea de calor Q_2 .

De forma real en los motores M.C.I. la extracción de calor se origina en la fase de escape. La aportación de calor Q_1 en el motor se realiza a volumen constante, y por tanto, el trabajo en este proceso es nulo, es decir, $W_{2-3} = 0$. (ÁLVAREZ Flórez, y otros, 2005)

Mediante la ecuación de conservación de la energía tenemos que:

$$\Delta U = W + Q \quad (32)$$

$$U_3 - U_2 = Q_1 \quad (33)$$

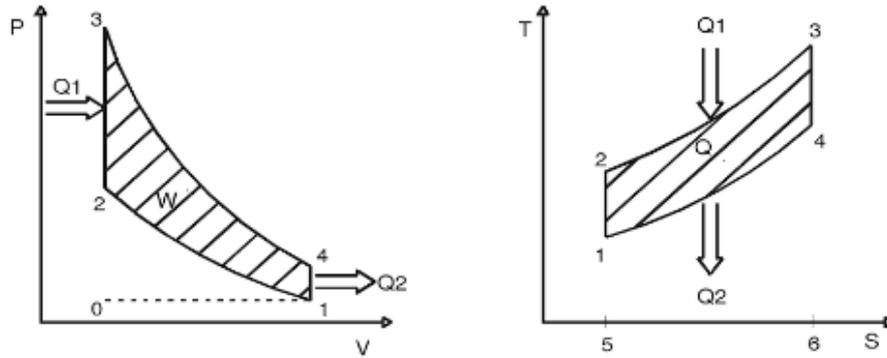


FIGURA 2-3. Ciclo Otto en coordenadas P/V y T/S
Fuente: (ÁLVAREZ Flórez, y otros, 2005)

2.10. Descripción del funcionamiento real del ciclo Otto

Un motor de combustión interna de *Ciclo Otto* funciona en 4 etapas: cada etapa pertenece a ciertas situaciones de funcionamiento, al terminar la cuarta etapa, el pistón del motor queda en la posición de inicio de la primera etapa. Las cuatro etapas son las siguientes:

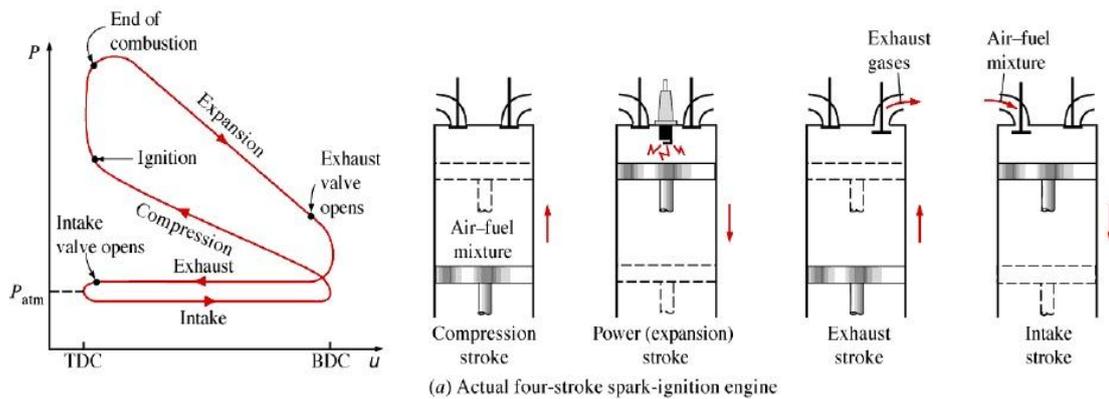


FIGURA 2-4. Ciclo de trabajo de motor a gasolina
Fuente: (<https://jasf1961.files.wordpress.com/2012/07/ciclo-otto-2.jpg>)

1^{er} etapa. Admisión. El pistón se desplaza verticalmente hacia P.M.I., una mezcla de aire y combustible ingresa al interior del cilindro. El volumen máximo de llenado con la mezcla es V_1 .

2^{da} etapa. Compresión. En este proceso las válvulas de admisión y escape permanecen cerradas. El pistón se desplaza hacia e P.M.S. y comprime la mezcla, desde V_1 hasta un volumen menor V_2 .

3^{er} etapa. Expansión. Esta etapa inicia cuando se produce una chispa eléctrica, permitiendo la combustión de la mezcla y generando gases de combustión, además se

produce un gran aumento de la presión y la temperatura T_3 . Esto provoca que el pistón tienda a desplazarse hacia el P.M.S., es decir, hasta un volumen inicial V_1 . En este instante la temperatura y presión son inferiores a los del inicio de la tercera etapa.

4^a etapa. Escape. El pistón se desplaza hacia el P.M.S. donde la válvula de escape se encuentra abierta, permitiendo así expulsar los residuos de la combustión. Terminado el ciclo en su cuarta etapa, está listo para repetirlo en cada cilindro (ARAGÓN Gonzalez , y otros, 2004).

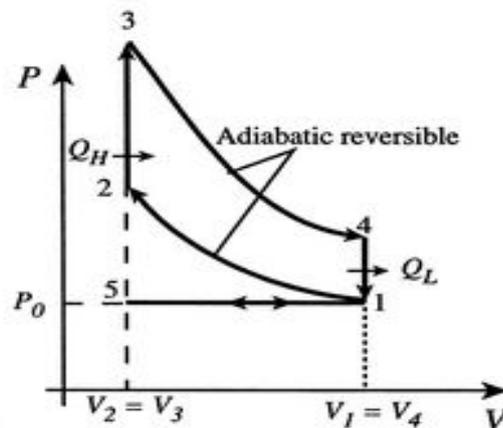


FIGURA 2-5. Ciclo Otto en diagrama P/V.

Fuente: (http://www.cie.unam.mx/~ojs/pub/Termodinamica/3_5_1_CicloIdeal%20Otto.gif)

2.11. Modelo CIMA para ciclo Otto

Este modelo termodinámico fue desarrollado en el Centro de Investigación en Mecatrónica Automotriz CIMA, por el Dr. José Ignacio Huertas Cardozo, este modelo matemático estima valores de presión, volumen, temperaturas, energía interna y entropía, para posteriormente determinar parámetros de potencia torque y consumo de combustible en función de la cilindrada, relación de compresión y velocidad angular.

2.11.1. Descripción del modelo termodinámico

Transferencia de calor.

El intercambio de calor con las paredes del cilindro, se lo expresa por medio de la segunda ley de la termodinámica.

Como ya se lo describió la segunda ley de la termodinámica nos indica que solo cierta cantidad de sustancia se puede convertir en trabajo., restringiendo lo que nos dice la primera ley. (FAIRES, y otros, 1983)

$$\Delta S = \oint \frac{dQ}{T} + dS \quad (34)$$

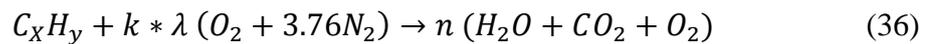
Combustión.

El calor o energía consumida por el motor está dado por el poder calórico contenido en el combustible.

$$Q_{23} = Hi * mf \quad (35)$$

El modelo CIMA parte del estado 2 para determinar el las propiedades del estado 3, por medio de un proceso de combustión adiabático a volumen constante para esto se hace uso de ecuaciones de conservación de energía y la segunda ley de la termodinámica. A continuación se describe las ecuaciones.

Por medio de la ecuación de equilibrio químico nos permitirá posteriormente determinar la Temperatura en el estado 3 usando GASEQ, que es un software de balance químico; el uso de esta ecuación y programa se lo detallará de mejor manera en el capítulo 4.



El calor neto Q y el trabajo neto W, competen al ciclo cuando hay un cambio de un estado 1 a un estado 2, es decir, depende de los estados extremos e independiente del proceso, entonces por balance de energía se tiene que el incremento de energía interna es:

$$U_{inicial} - U_{final} = dQ - dW \quad (37)$$

$$\Delta S_{neto} = \sum(n_{pi} - n_{ri}) \left[S_T - R \ln \left(\frac{Pi}{P_{ref}} \right) \right] - \frac{1}{T} \sum(n_{pi} - n_{ri}) (h_f + h_s)_i = 0 \quad (38)$$

$$\Delta G^0 = \sum(n_p - n_r)(h - T S_T) \quad (39)$$

$$\ln K_p = - \frac{\Delta G^o}{R^o T} \quad (40)$$

$$K_p = \pi \left(\frac{P_i}{P_{ref}} \right)^{n_{pi} - n_{ri}} \quad (41)$$

Con estas ecuaciones podemos conocer la composición de equilibrio en el instante que se produce el salto de la chispa en la mezcla comprimida al interior de la cámara de combustión la presión incrementa a volumen constante y a la temperatura en la expansión de la combustión de forma adiabática.

De forma matemática, esto implica resolver un número considerable de ecuaciones. Para el presente proyecto se utilizó EES, el cual es un programa computacional que permite resolver múltiples ecuaciones de termodinámica. Ambos modelos matemáticos serán resueltos en este software para cada régimen de giro y para cada factor lambda.

Tabla 2-1. Propiedades de estado del modelo CIMA

Estado	Modelo Termodinámico CIMA	
	Temperatura	Presión
1	$T_1 = T_{atm}$	$P_1 = P_{atm}$
2	$\eta_{is} = \frac{dW_{i1} - 2}{dW_{r1} - 2}$ $T_2^r \rightarrow u_2^r$	$P_2 = P_1 r_c \left(\frac{T_2^r}{T_1} \right)$
3	$H_p - H_r = dQ_{23}$	$P_3 = P_2 \left(\frac{T_3}{T_1} \right)$
4	$\eta_{is} = \frac{dW_{r3} - 4}{dW_{i3} - 4}$ $T_4^r \rightarrow u_4^r$	$P_4 = \frac{P_3}{r_c} \left(\frac{T_4^r}{T_3} \right)$

Realizado por: Autor
Fuente: (OLIVEROS Moreno, 2012)

Tabla 2-2. Ecuaciones para la determinación de parámetros técnicos para los dos modelos matemáticos termodinámicos.

Símbolo	Ecuación	Descripción
p_b	$P_b = \frac{W_{neto} * \eta_m * n_c * N}{n_r}$	Potencia al freno
τ_b	$\tau_b = \frac{P_b * 60}{N * \pi}$	Torque al freno

Realizado por: Autor
Fuente: (OLIVEROS Moreno, 2012)

Tabla 2-3. (Continuación) Ecuaciones para la determinación de parámetros técnicos para los dos modelos matemáticos termodinámicos.

Símbolo	Ecuación	Descripción
fc	$fc = \frac{mf * 3600}{t * 0,745}$	Consumo de combustible.

Realizado por: Autor
Fuente: (OLIVEROS Moreno, 2012)

2.12. Rendimientos de desempeño mecánico

Rendimiento mecánico

La relación que existe entre el rendimiento indicado y el efectivo es el rendimiento mecánico; ya que, se producen pérdidas mecánicas en la transferencia de potencia desde el ciclo de trabajo hasta el cigüeñal. Es decir, la potencia efectiva es igual a la potencia indicada menos la potencia utilizada para mover los componentes internos del motor. Cuando un fabricante anuncia en la ficha técnica que la potencia máxima de un motor es, por ejemplo, de 138 Hp a 6000 rpm; esa potencia se supone como potencia efectiva disponible en el volante de inercia (GONZÁLEZ Calleja, 2015).

Normalmente el *rendimiento efectivo* máximo en motores a gasolina, está entre 25% y 35%.

Rendimiento volumétrico.

Otro tipo de rendimiento importante es el *rendimiento volumétrico*, el cual se define como la relación entre la masa de aire real admitida y la masa de aire teórica admitida, siendo esta última, bajo condiciones de presión y temperatura, de referencia. (GONZÁLEZ Calleja, 2015).

$$\eta_v = \frac{\text{flujo masico real}}{\text{flujo masico teorico}} \quad (42)$$

El régimen de giro es el parámetro que más influencia tiene con el rendimiento volumétrico. Si se optimiza el sistema de admisión, dicho motor ofrecerá un mayor par motor a un determinado régimen de giro, esto quiere decir que el rendimiento volumétrico incide de forma proporcional al *par motor* o *torque*. (ÁLVAREZ Flórez, y otros, 2005).

Rendimiento Térmico.

El *rendimiento térmico* de un motor está relacionado directamente con el calor, es decir, es la relación entre la potencia indicada y la potencia que produce el combustible quemado. Una parte del calor producido es absorbido por el sistema refrigerante del motor. Otra parte del calor se pierde en los gases de escape, y la parte restante del calor es el absorbido por el mismo motor para desarrollar potencia (CROUSE , 1993).

2.13. Parámetros de desempeño mecánico de motores S.I.

Estos parámetros o especificaciones principalmente son la potencia, torque o par motor y consumo de combustible, y son dependientes de la cantidad de masa de aire y combustible que ingresa al motor, ya que esto a su vez varía la fuerza de explosión y expansión de la llama de combustión. Estas especificaciones las detalla el fabricante del vehículo o del motor para información del usuario y de centros de homologación para la comercialización de los automotores.



FIGURA 2-6. Etapa de combustión del motor.

Fuente: (<http://imacapacitacion.com/wp-content/uploads/2014/07/imagen42.png>)

Los parámetros de desempeño mecánico describen el funcionamiento de un motor de combustión interna en óptimas condiciones, es decir, con todos los sistemas y componentes en perfecto estado. Estos parámetros o especificaciones puede ser medidos con un equipo llamado dinamómetro, ya sea directamente del motor con un banco dinamométrico de tipo estático o en las ruedas de vehículo con un banco dinamométrico de chasis, a su vez pueden ser calculados por medio de fórmulas y ecuaciones que han sido desarrollados a través del tiempo bajo ciertos principios o leyes.

2.13.1. *Potencia del motor*

La potencia en un motor de combustión interna o “spark ignition”, es la capacidad de realizar un trabajo en un tiempo determinado. Cada vez que los pistones de un motor S.I. realizan una carrera de trabajo debido a la explosión de la mezcla de aire/combustible, se produce una cierta cantidad de energía. La cantidad de energía que produce el motor depende de la frecuencia con que el mismo desarrolla dicha energía, es decir la rapidez con la que genera energía (KATES, y otros, 1981).

Potencia indicada. Es la energía producida en la cabeza de los cilindros del motor cuando se produce la explosión del combustible. Esta especificación o parámetro no dice prácticamente nada al usuario del motor o automotor, sobre su potencia final, porque parte de esta potencia es utilizada para mover elementos propios internos, como el cigüeñal, el volante de inercia y para vencer la fricción de las piezas internas.

Potencia Motor. Es aquella potencia que el motor entrega en el volante de inercia luego de haber vencido la fuerzas de fricción internas. Según la norma donde se realicen los ensayos de potencia de motores, la potencia de salida también es conocida o las especifican como potencia neta, potencia de salida o potencia efectiva en la norma DIN 1940 (ALVARADO CHAVES, 2004).

Potencia de arrastre. La potencia que está disponible en el volante inercia no es la misma que se obtiene en las ruedas del automóvil, esto es porque un porcentaje de esta potencia se pierde por causas como; temperaturas elevadas, rozamiento, inercia y fricción de los elementos o piezas mecánicas que trasmite el movimiento del motor hasta las ruedas del vehículo (ROSAS HUERA, y otros, 2011).

2.13.2. *Torque de motor*

El torque es el resultado de dividir la potencia del motor y la velocidad angular.

$$\tau = \frac{P_{motor}}{W} \quad (43)$$

Es la fuerza de la explosión que se produce en los pistones del motor, aplicada a la biela y transmitida por esta a la manivela o codo del cigüeñal, esto produce un esfuerzo de rotación, también llamado par motor (ROSAS HUERA, y otros, 2011).

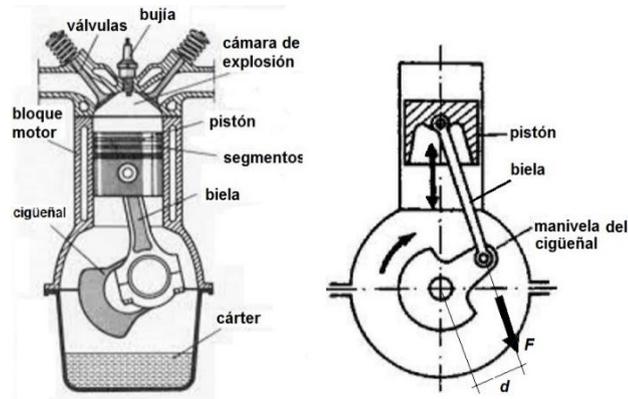


FIGURA 2-7. Par motor o Torque

Fuente: (<http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/objetos/figutut63/fig1tut63.jpg>)

2.13.3. Consumo de combustible

Es la cantidad de combustible ya sea en kilogramos o litros, que se consumen en un determinado tiempo a un cierto régimen de revoluciones del motor.

El consumo de combustible es un importante elemento dentro del costo de operación de un vehículo, que para algunos tipos de automóviles en algunas regiones representa hasta el 50% de los costos de transporte por unidad vehicular (CONSUMO DE COMBUSTIBLE EN VEHÍCULOS PARA TRANSPORTE POR CARRETERA - MODELOS PREDICTIVOS-, 2013).

2.14. Herramientas estadísticas

2.14.1. Correlación simple

El objetivo de la correlación es estudiar el grado de correlación existente entre las variables, es decir, proporcionar unos coeficientes que nos midan el grado de dependencia mutua entre las variables.

Diremos que la dependencia es “perfecta” o que existe una dependencia “funcional” entre las variables si todos los puntos del diagrama de dispersión se encuentran sobre la línea

de regresión. Cuanto más lejos se encuentren dichos puntos de la línea de regresión, menor será la intensidad de la dependencia entre las variables consideradas.

Toda línea de regresión debe ir acompañada de una medida de la “bondad del ajuste” o “representatividad”, al igual que ocurría en el caso unidimensional, donde las medidas de posición se acompañaban de medidas de dispersión al objeto de ver la representatividad de las primeras (GARCÍA RAMOS , y otros, 2007).

Cuando el coeficiente correlación r es de 0,75 como valor mínimo, el modelo ajustado suele aceptarse. Si el coeficiente de determinación es inferior al mencionado valor, se concluye que la función elegida no es adecuada no es la adecuada, debiéndose probar con otro tipo de función. El coeficiente de determinación también llamado R^2 resulta ser el cuadrado del coeficiente de correlación, ambos coeficientes miden el nivel de capacidad predictiva para determinar la validez del modelo (GARCÍA RAMOS , y otros, 2007).

Un valor de probabilidad (P-value en Minitab) igual a cero en este tipo de prueba, indica que los datos o variables en análisis esta relacionados de forma lineal, si este valor incrementa la relación entre las variables se hace menos fuerte cada vez.

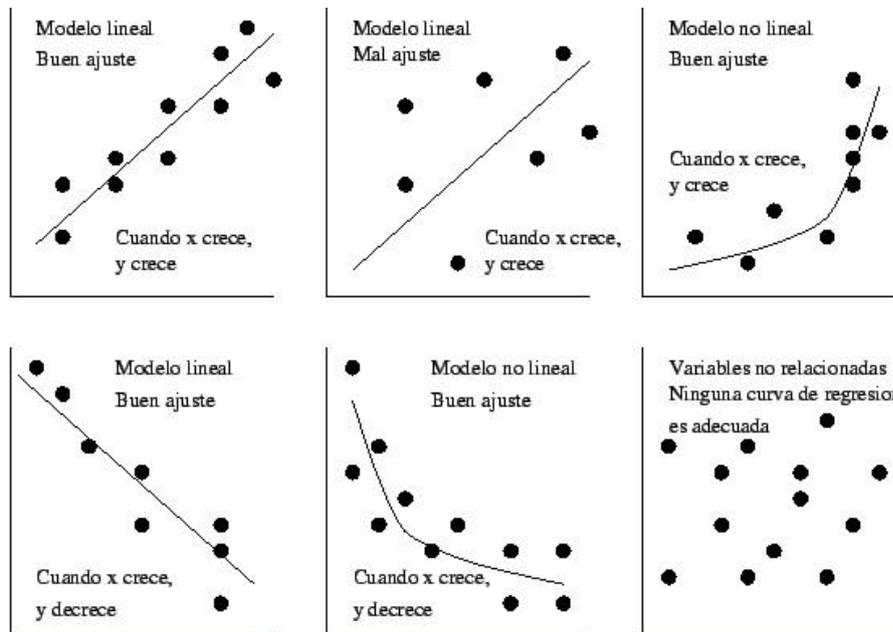


FIGURA 2-8. Tipos de correlación simple.

Fuente: (<http://galeon.hispavista.com/metodoscuantitativo2/img/cuatro.jpg>)

2.14.2. Diagramas de dispersión

Los diagramas de dispersión permiten el estudio de la asociación entre dos variables (por ejemplo X - Y), este diagrama es una gráfica en el que cada datos o variable está representado por en el plano XY por puntos (Di RIENZO, y otros, 2009).

Para establecer una regresión lineal es necesario realizar un diagrama de dispersión y con ello se obtiene un grado de correlación lineal, ello permitiría efectuar responder con argumentos estadísticos a problemas vinculados con la relación de una variable sobre otra.

2.14.3. Análisis de regresión lineal

Este análisis permite estudiar la relación funcional que se produce entre dos o más variables, dependiendo del objetivo de estudio los valores de las variables independientes pueden ser arbitrariamente modificados por el experimentador. A continuación se puede observar un ejemplo de regresión lineal y diagrama de dispersión.

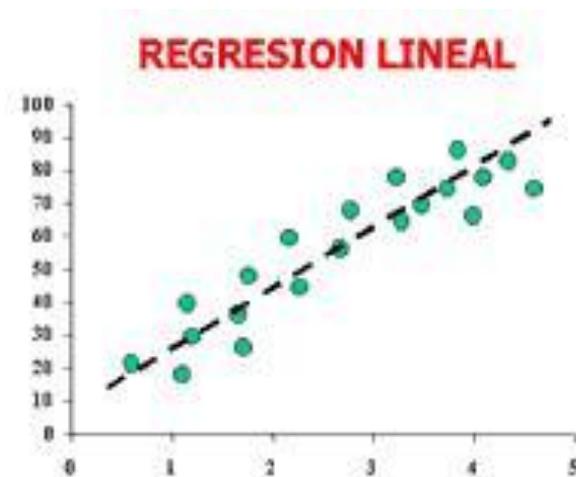


FIGURA 2-9. Regresión lineal simple.

Fuente: (www.aulafacil.com/uploads/cursos/758/editor/lecc-13-2.jpg)

Las técnicas de regresión lineal proporcionan medios efectivos a través de los cuales pueden establecerse asociaciones entre las variables de interés en los que la relación usual no es casual. La regresión permite; la distribución conjunta de la probabilidad de dos variables aleatorias y el otro nace de la necesidad de ajustar alguna función a un conjunto de datos, en esta última menciona que si dado un conjunto de datos obtenidos de alguna

medición experimental, puede asumirse una forma funcional para la curva de regresión y se trata de ajustar ésta a los datos medidos (CANAVOS, 1988).

2.14.4. *Distribución normal*

Las variables aleatorias continuas, como la estatura, peso o una medición experimental de laboratorio, pueden tomar infinitamente numerosos valores lo cuales son correspondientes a puntos en un plano o en un intervalo de una recta. Si súmanos las probabilidades positivas a cada valor medido, las probabilidades ya no darán como resultado 1, como el caso de las variables discretas. Las variables aleatorias medidas en la naturaleza pueden tomar distribuciones de probabilidad continua con distinta forma, pero gran número de estas variables tienen la forma de una campana o montículo o también llamado distribución normal (MENDENHALL, y otros, 2006).

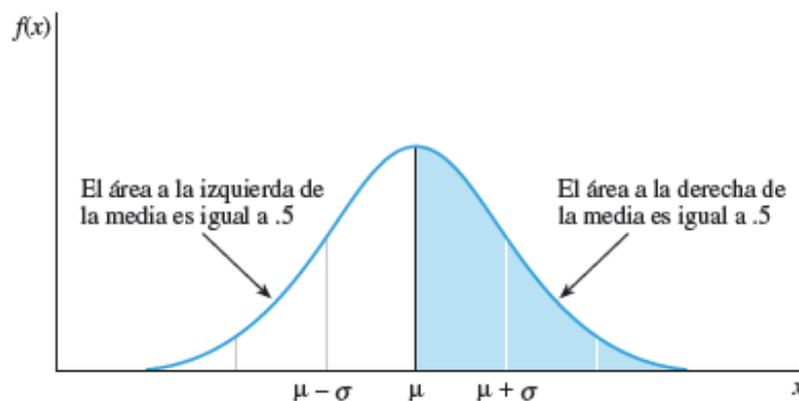


FIGURA 2-10. Distribución Normal
Fuente: (MENDENHALL, y otros, 2006)

Un gran número de número de investigaciones señala que la distribución normal proporciona una adecuada representación en una primera aproximación de las distribuciones de una gran cantidad de variables físicas. La distribución normal proporciona de forma razonable una buena aproximación alrededor de la media de una variable aleatoria (CANAVOS, 1988).

2.14.5. *Pruebas de normalidad*

Tomando en cuenta que el tamaño de la muestra con el que se trabaja en este proyecto es pequeño o reducido y con el principal objetivo de buscar relaciones entre las variables

mediante pruebas paramétricas, es necesario comprobar si las variables en cuestión cumplen con los requisitos necesarios para este tipo de pruebas. Los puntos que nos permite analizar esta prueba son los siguientes (ARRIAZA BALMÓN, 2005).

- Distribución normal de las variables
- Uniformidad de la varianza
- Escala de medida métrica
- Independencia de los datos.

El valor de probabilidad (P-value en Minitab) en esta prueba deberá ser superior de 0.05 para no rechazar la hipótesis nula de normalidad de la variable. De esta manera se puede evaluar los anteriores puntos.

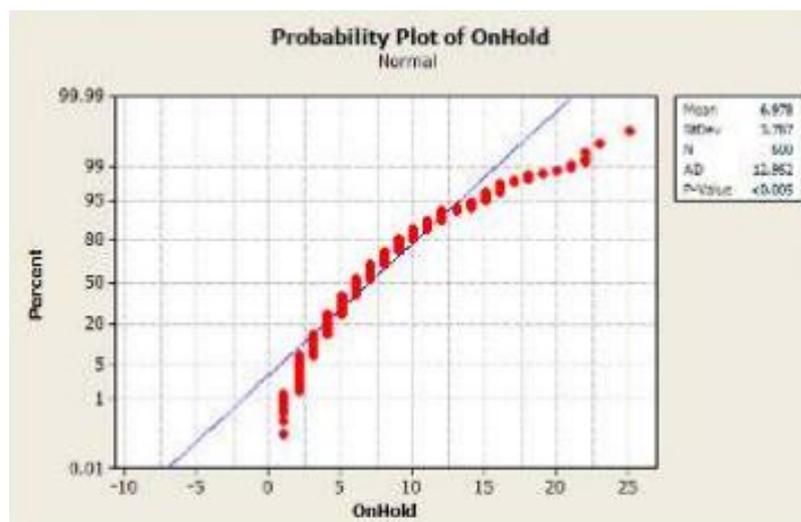


FIGURA 2-11. Test de Normalidad

Fuente: (<https://www.gestiopolis.com/wp-content/uploads/2014/09/administracion-estadistica-aplicada-a-los-negocios/bg4e.png>)

CAPÍTULO III

3. PRUEBAS

3.1. Pruebas dinamométricas

A continuación se describe el proceso mediante el cual se realizó las pruebas o ensayos realizados en un banco dinamométrico de rodillos MAHA LPS 3000 de CCICEV (*Centro de Transferencia Tecnológica para la Capacitación e Investigación en Control de Emisiones Vehiculares*) para posteriormente comparar los resultados experimentales que se obtengan de las pruebas, con los resultados del modelo termodinámico Otto y el modelo termodinámico CIMA.

3.1.1. Vehículo de pruebas

El vehículo utilizado para la realización de pruebas de potencia, torque y consumo es un *Chevrolet Grand Vitara SZ* (ver FIGURA 3-1). Este vehículo cuenta con un motor Suzuki de 2000 cc de 16 válvulas y doble árbol de levas (ver Tabla 3-1). El vehículo fue sometido a tres pruebas de potencia, torque y consumo en un banco dinamométrico de chasis (de rodillos) de marca alemana MAHA LPS 3000 LKW.



FIGURA 3-1. Chevrolet Grand Vitara SZ 2.0

Fuente: (http://www.elcomercio.com/files/article_main/uploads/2014/06/05/539099f488298.jpg)

El vehículo fue sometido a una velocidad angular máxima del motor de 6000 rpm y una velocidad lineal equivalente a 151,0 km/h. las mediciones se las efectuó ubicando en la posición de cuarta marcha (marcha directa) en la caja de transmisión, de esta manera se

puede obtener la potencia y torque del motor, ya que, se transmite de forma directa toda la energía mecánica a las ruedas del automóvil, en esta situación el dinamómetro aplicara corrientes parasitas en los motores eléctricos de los rodillos para generar condiciones de frenado en las ruedas del vehículo y de esta forma medir la potencia y torque del motor en cuestión, el cual es un motor Otto sin turboalimentador y con caja de transmisión manual. El tiempo de duración de las pruebas fue de aproximadamente una hora.

Tabla 3-1. Especificaciones Técnicas de Chevrolet Grand Vitara SZ 2.0

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL VEHICULO	
Motor	2.0 L TM 4x2
Desplazamiento (cc)	1995
No. Cilindros	4 en línea
No. Válvulas	16
Potencia (Hp @ RPM)	138 @ 6,000
Tipo	DOHC
Torque (Nm @ RPM)	183 @ 4,000

Realizado por: Autor

Fuente: <http://www.chevrolet.com.ec/grand-vitara-4x2-vehiculo-seguro/especificaciones.html>

3.1.2. *Instrumentación*

La instrumentación de pruebas se la efectuó con un dinamómetro MAHA LPS 3000 LKW de CCICEV, calibrado y certificado por la misma empresa de su procedencia, lo cual garantiza que sus resultados sean confiables. Este banco dinamométrico cuenta con un juego de rodillos auto portante y puede llegar a medir una potencia de rueda máxima de 660 kW o 885Hp, su sistema de medición es electrónico con dos frenos eléctricos de corrientes parasitas de 150 kW. Su fabricante especifica que la precisión de medición es de +/- 2% (MAHA, 2015).

Este equipo dinamométrico trabaja en conjunto con una consola de comunicaciones LPS 3000, la cual, permite realizar mediciones de diferentes parámetros técnicos, entre los ensayos de nuestro interés se encuentra la medición de potencia, torque y consumo a revoluciones constantes y variables; además, la indicación gráfica y numérica de la potencia de motor, potencia de ruedas, y curvas de par motor (MAHA, 2015).



FIGURA 3-2. Banco de prueba de potencia con rodillos LPS 3000 R200 2
Fuente: (http://www.maha.de/cps/rde/xbc/SID-71D294F8-05EB8715/maha_de/lps-3000-r200-2.jpg)

Tabla 3-2. Datos Técnicos de Dinamómetro MAHA LPS 3000 LKW

Carga axial	15000 kg
Ancho de vía	820 mm - 2620 mm
Longitud de rodillos	900 mm
Diámetro de rodillo	318 mm
Distancia entre rodillos	565 mm
Velocidad de prueba máx.	200 km/h
Potencia de rueda máx.	660 kW
Fuerza de tracción máx.	15000 N
Sistema de medición	sistema de medición electrónico DMS
2 frenos eléctricos de corrientes parásitas	150 kW
Fusible (lento)	63 A
Alimentación de corriente	3/N/PE 400 V 50 Hz
Precisión de medición +/-	2 %
Peso	2350 kg
Peso incl. embalaje	2500 kg

Realizado por: Autor
Fuente: (MAHA, 2015)

3.1.3. Procedimiento

Los ensayos dinamométricos son realizados por personal autorizado y certificado, el proceso de pruebas se inicia montando el vehículo sobre el banco dinamométrico (ver FIGURA 3-3) de forma que las ruedas motrices tengan contacto con los rodillos del banco, seguidamente el vehículo debe ser anclado por medio de fajas para un mejor agarre entre ruedas y rodillo (ver FIGURA 3-4).



FIGURA 3-3. Montaje del vehículo en el banco dinamométrico
Fuente: Autor



FIGURA 3-4. Anclaje del vehículo por medio de fajas
Fuente: Autor

Para la simulación del flujo de aire en carretera se debe instalar un ventilador de flujo laminar que está conectado a las torretas receptoras de señal del equipo, en donde, según la temperatura del motor del vehículo hace que incremente la velocidad de este ventilador de manera automática, impidiendo así que el motor se sobrecaliente por las altas revoluciones (ver FIGURA 3-5).



FIGURA 3-5. Ventilador de flujo laminar
Fuente: Autor

Para este tipo de pruebas es muy necesario conocer la temperatura del motor, esto se logra instalando una sonda en lugar de la bayoneta de medición de aceite (ver Figura 3-6), con el objetivo de que ésta sonda mida la temperatura del aceite y envíe esta información hacia la consola de comunicación por medio de las torretas receptoras de información (ver FIGURA 3-7)



FIGURA 3-6. Instalación de la sonda de temperatura de aceite
Fuente: Autor



FIGURA 3-7. Torretas receptoras de información del equipo dinamométrico
Fuente: Autor

Para que el equipo de medición identifique el tipo de vehículo, se debe ingresar ciertos datos en la consola. En esta prueba se debe seleccionar una medición *continua* ya que, es un motor que utiliza gasolina como combustible (ver FIGURA 3-8), el sistema de medición para vehículos a gasolina es de tipo *continua*, y para vehículos a diésel es la *discreta*, por instrucciones del fabricante.

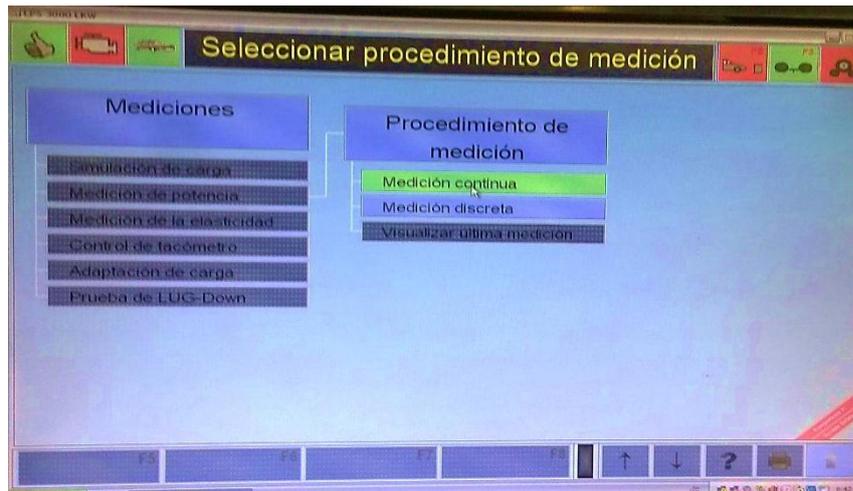


FIGURA 3-8. Selección de tipo de procedimiento

Fuente: Autor

La siguiente FIGURA 3-9 se puede observar el ingreso de ciertos datos técnicos en la consola de comunicación, con esta información, el equipo puede identificar el tipo de motor en que se va a realizar las pruebas



FIGURA 3-9. Ingresos de datos técnicos del vehículo

Fuente: Autor

Finalmente se procede a acoplar la velocidad del rodillo con la velocidad de las ruedas del vehículo, que en nuestro caso será a 2000 rpm, es decir, la medición se realizará a partir de una velocidad angular de 2000 rpm hasta 6000 rpm.

Una vez sincronizado estas velocidades, se puede, efectuar las pruebas de potencia, torque. Conforme se acelera el motor del vehículo, en la pantalla de la consola se grafican los diferentes parámetros medidos, así como sus resultados en función de la velocidad angular del motor (ver ANEXO A).



FIGURA 3-10. Vehículo sometido a prueba

Fuente: Autor

Para las mediciones de consumo de combustible se acoplo una probeta al nivel de tanque de combustible del automóvil, graduada en escala de mililitros, con el objetivo de medir el nivel de combustible que descendía, es decir, que se consumía en cada régimen y en función del tiempo.



FIGURA 3-11. Medición de consumo de combustible

Fuente: Autor

3.1.4. Resultados obtenidos en las pruebas dinamométricas

Se registró tres mediciones de potencia, torque, en un rango de velocidad angular de 2000 a 6000 rpm, con una duración de 20 minutos cada prueba. La captura de datos se lo realizó cada 100 rpm, intervalo en el cual el LPS 3000 LKW registra los datos de funcionamiento del motor según las condiciones de ambientales como temperatura y presión atmosférica.

Tabla 3-3. Valores de aspectos ambientales

Valores del ambiente	
Temperatura ambiente	292,37 K
Temperatura aire aspirado	290,54 K
Humedad relativa del aire	63,4 %
Presión del aire	74 kPa
Presión del vapor	14,1 HPa
Temperatura del aceite	367,15 K

Realizado por: Autor
Fuente: CCICEV

3.2. Medición dinámica de emisión de gases

Para el cálculo de parámetros de potencia, torque y consumo se necesita tomar en cuenta el factor lambda para determinar la cantidad de moles de aire y de combustible, esto nos permite, en primer lugar determinar la masa de aire y de combustible, así como el dosado; y en segundo lugar como dato para el modelo CIMA, el cual nos permite estimar la temperatura en el estado 3, es decir, la temperatura máxima de combustión.

El tipo de pruebas para determinar la emisión de gases y el factor lambda, es de tipo dinámico, esto quiere decir, que el vehículo aún sobre los rodillos del banco dinamométrico, se le conecta la sonda de gases del analizador. Esta prueba consiste en aplicar carga externa por parte de los rodillos del dinamómetro al motor por medio de las ruedas del vehículo, esto se lo hace a diferentes regímenes de carga y velocidad en etapas ASM 5015 y ASM 2525.

En la etapa ASM 5015, el vehículo es conducido a una velocidad constante de 40 km/h, y con el dinamómetro ajustado para que alcance solo un 25% de la aceleración máxima. En la segunda etapa (ASM 2525) al vehículo se lo lleva a una velocidad constante de 24 km/h y con el dinamómetro ajustado para que logre un alcance del 50 % de la aceleración máxima, bajo estos protocolos se analiza la emisión de gases que produce el automóvil, de forma que se simula las cargas que se producirían cuando el vehículo circula en carretera. Para nuestro trabajo, en las mediciones se obtuvieron valores medios de lambda de 0.9517; 0.9563; 0.956 correspondientes a regímenes de baja, media y alta carga.



FIGURA 3-12. Analizador de gases a gasolina utilizado en la prueba
Fuente: Autor

Nota: los resultados de esta prueba de emisiones de gases se los puede observar en el Anexo B.

3.3. Determinación de rendimiento volumétrico

Para determinar el par motor o torque en ambos modelos y a diferentes velocidades, es necesario conocer el rendimiento volumétrico, es decir, la capacidad que posee el motor para llenar los cilindros de aire, ya que, el torque es dependiente de la fuerza de combustión que se produce en la cabeza del pistón y esto a su vez depende de la masa de aire y combustible que ingresen al interior del cilindro. Para determinar este rendimiento se hizo uso de la ecuación (3), los valores de flujo másico reales fueron medidos con un scanner automotriz accediendo a la información que emite el sensor MAF, se realizó varias mediciones de este parámetro en diferentes vehículos con similares características. Estas mediciones y valores medios se los puede observar en el ANEXO C.

9	Avance de encendido	32.0 ° APMS
10	La temperatura del aire de admisión	28 C
11	comente de aire(MAF)	14.83 g/s
12	La posición del acelerador	16.1 %
13	sensor de oxígenoGrupo 1 sensor 2	1.275 V
14	ralenti deseada	941 rpm
15	anchura de pulso de inyeccion	3.480 msec
16	presión atmosférica	73.0 kpa
17	Control de aire de ralenti (IAC) de abertura del acelerador	61.2 %
19	Recorte total de combustible	-2.35 %

FIGURA 3-13. Medición de flujo másico en el sensor MAF
Fuente: Autor

De estas mediciones se obtuvo un valor medio de flujo másico real para cada régimen, este valor medio fue dividido para el flujo másico ideal calculado en ambos modelos, obteniendo así el rendimiento volumétrico para régimen de giro. Aplicando una regresión polinómica logramos conseguir la ecuación que gobierna la curva que se muestra en la FIGURA 3-14 y FIGURA 3-15 de los modelos Otto y CIMA respectivamente, estas ecuaciones nos permiten calcular el rendimiento volumétrico en función de la velocidad angular del motor para cada modelo termodinámico sin la necesidad de realizar nuevas mediciones en el sensor MAF.

De este modo podemos predecir el flujo másico real mediante la aplicación de la ecuación 34. El flujo másico ideal se lo calcula a partir de la masa de aire que utiliza el motor en cuestión y la velocidad angular.

A continuación se puede apreciar las gráficas de las curvas que describe el rendimiento volumétrico del motor en análisis para el modelo Otto y CIMA respectivamente, estos valores de rendimiento nos permitirán predecir el torque, tomando en cuenta la capacidad de llenado de los cilindros del motor en cada régimen.

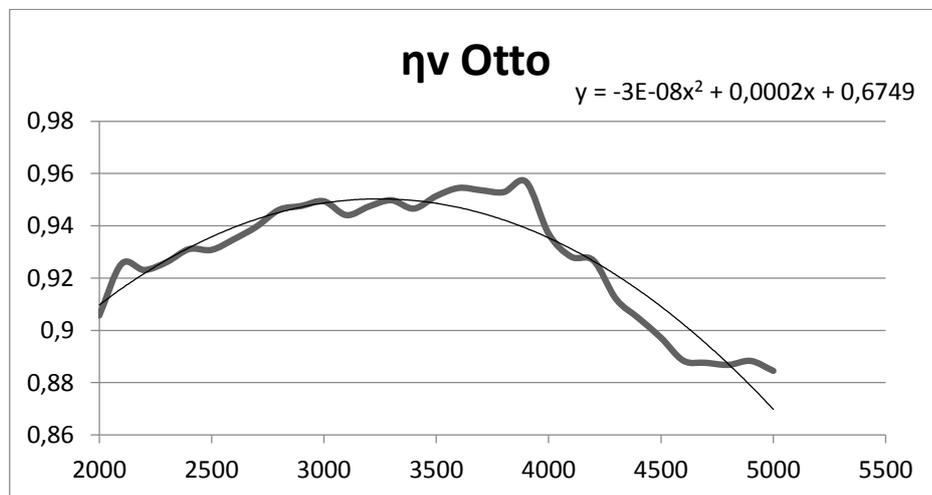


FIGURA 3-14. Curva de rendimiento volumétrico Otto
Fuente: Autor

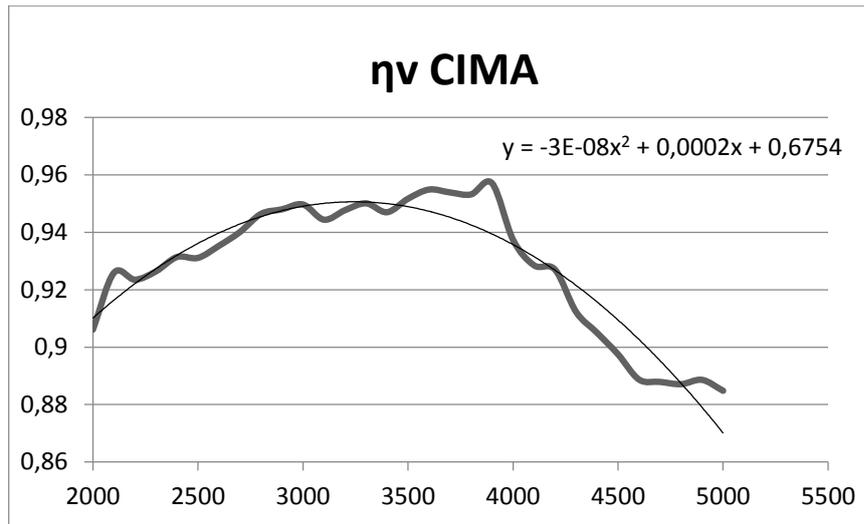


FIGURA 3-15. Curva de rendimiento volumétrico CIMA
 Fuente: Autor

En la sección del ANEXO D se muestra el proceso para determinar el rendimiento volumétrico de ambos modelos así como los resultados obtenidos.

CAPÍTULO IV

4. APLICACIÓN DE LOS MODELOS TERMODINÁMICOS

Para el cálculo de potencia, torque y consumo de combustible con los modelos matemáticos, se utilizó el software EES (Engineering Equation Solver), el cual nos permitió resolver las ecuaciones termodinámicas de forma eficaz, ya que se debe realizar suficientes cálculos en un rango de velocidad angular de 2000 rpm hasta 5000 rpm y en intervalos de 100 rpm, tanto para el método termodinámico Otto como para el método CIMA. El sistema de ecuaciones utilizado en el EES de ambos modelos se los muestra en el ANEXO E.

A continuación se describirán los resultados de cada modelo:

4.1. Aplicación del Modelo Otto

Para obtener los resultados teóricos en el *Modelo termodinámico Otto*, se utilizó los parámetros técnicos del vehículo de pruebas Chevrolet Grand Vitara SZ con motor de 2000 cc, y los datos atmosféricos de la ciudad de Quito obtenidos en el banco dinamométrico MAHA de CCICEV, para posteriormente hacer una comparación con los resultados arrojados en las pruebas dinamométricas experimentales.

4.1.1. Descripción de los parámetros técnicos y ambientales

Para obtener resultados de potencia, torque y consumo de combustible en el Modelo Termodinámico Otto a diferentes velocidades angulares del motor, se ingresó el sistema de ecuaciones pertenecientes al modelo y varios datos técnicos reales del entorno en el que se realizó las pruebas experimentales; así como, las especificaciones técnicas del motor del vehículo en cuestión.

La tabla que se muestra a continuación nos especifica los datos utilizados en el cálculo con el modelo termodinámico Otto:

Tabla 4-1. Especificación de valores utilizados en el modelo Otto

Símbolo	Valor	Descripción
V_{cil}	1995 cc	Cilindrada total
R	286,9 N.m/kg.K	Constante Universal de los Gases
n_r	2	Numero de ciclos por revoluciones
T_{atm}	290,54 K	Temperatura del aire que ingresa al motor.
LHV	42000 kJ/kg	Poder calorífico del combustible.
r_c	10,5	Relación de compresión
η_m	0,8	Rendimiento mecánico
A/F_s	14,7	Relación estequiometria
P_{atm}	74 kPa	Presión atmosférica de Quito
V_c	$2,1e-4 \text{ m}^3$	Volumen de cámara
λ	0.9517 baja carga 0.9563 media carga 0.956 alta carga	Factor lambda

Realizado por: Autor

Fuente: Autor

4.1.2. Resultados de Potencia (p)

En el modelo matemático - termodinámico Otto, las variables para el procesamiento de datos del sistema de ecuaciones son las *revoluciones por minuto* (rpm), que nos indica la velocidad angular a la cual gira el motor; el *factor lambda*, este dato se lo obtuvo de manera experimental mediante las pruebas de emisiones en el banco dinamométrico, y nos permite saber la cantidad de aire y combustible que ingresa al motor de forma real; el *rendimiento volumétrico*, el cual depende del flujo de masa de aire que ingresa al motor, este último dato se lo obtiene de forma experimental a través de múltiples mediciones realizadas para posteriormente obtener un valor medio y con esto determinar dicho rendimiento.

El Modelo Termodinámico Otto considera que, en el ciclo Otto, todo el poder calorífico desprendido en la combustión se concentra en desplazar el pistón; es decir, no considera pérdidas de energía como el calor desprendido y cedido a las paredes de los cilindros, calor evacuado mediante los gases de escape, radiación de calor emanadas desde el motor hacia el exterior.

Se realizaron cálculos a diferentes regímenes en un rango que va desde 2000 rpm hasta las 5000 rpm, para poder comparar sus resultados con los del Modelo Termodinámico

CIMA; estos resultados se los represento de manera gráfica como se muestra a continuación:

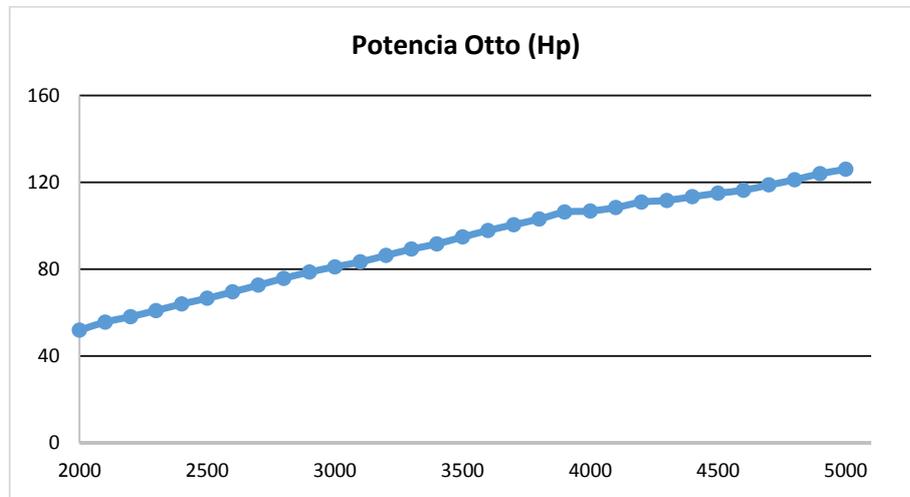


FIGURA 4-1. Curva de Potencia (modelo Otto)

Fuente: Autor

En la FIGURA 4-1 podemos apreciar la gráfica que describe la Potencia cada 100 rpm, observamos que la potencia es proporcional a la velocidad angular del motor, es decir, que a medida que aumenta la velocidad angular del motor, también aumenta la potencia, el mayor valor de potencia obtenido, en este rango de revoluciones por minuto, es de 126 Hp a 5000 rpm.

4.1.3. Resultados de Torque (τ)

El torque o par motor se lo calculó en el mismo rango que la potencia, cada 100 rpm, obteniendo así 31 valores, los cuales gráficamente nos refleja una curva donde se puede apreciar su pico más alto cuyo valor es de 143,1 lb.ft a 3900 rpm, es decir, que el motor alcanzó su máximo torque a ese régimen de carga, aumentando más la velocidad angular, el torque empieza a descender llegando a su valor mínimo de 132,3 lb.ft a las 5000 rpm.

Al efectuar las operaciones con este modelo termodinámico en primera instancia se obtuvo un valor de torque constante en todos los regímenes de giro, ya que, aun no se consideraba la capacidad de llenado de los cilindros en el motor, por lo que se multiplico con los valores de rendimiento volumétrico obtenidos respectivamente para cada régimen de velocidad angular, esto es, para determinar los valores de acuerdo a cada régimen y poder realizar la respectiva comparación con los resultados experimentales.

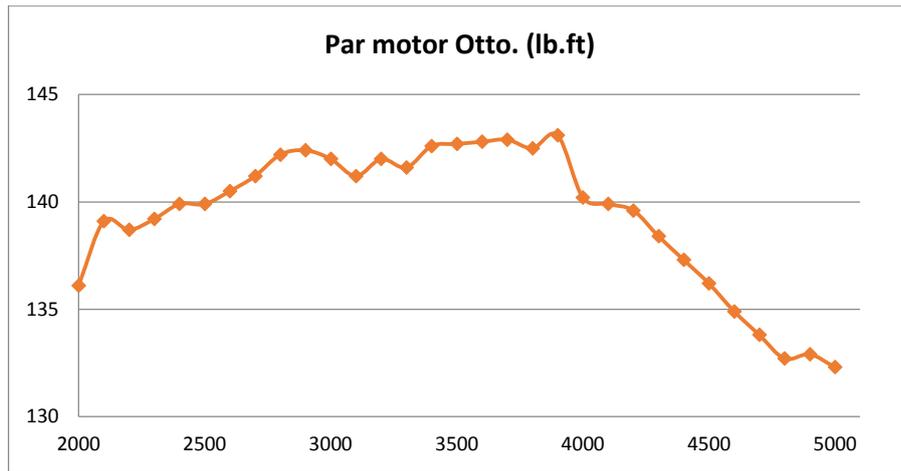


FIGURA 4-2. Curva de Torque (modelo Otto)
Fuente: Autor

4.1.4. Resultados de Consumo de combustible

Para determinar el consumo de combustible se hizo uso de la masa de combustible, el tiempo que le toma completar un ciclo de trabajo y la densidad del combustible, obteniendo valores que nos indican la cantidad de combustible que consume el motor en análisis y el tiempo que se tarda en consumirlo.

En la siguiente grafica podemos observar que a 2000 rpm el motor consume 9,72 litros por hora y que a 5000 rpm se consumen 24,2 litros por hora; esto quiere decir, que el consumo de combustible no decrece conforme se acelera el vehículo, los valores mencionados de consumo van de la mano con los de *potencia* ya que cada vez el motor lleva más combustible al interior de los cilindros y esto reacciona con mayor rapidez otorgando mayor velocidad angular al motor.

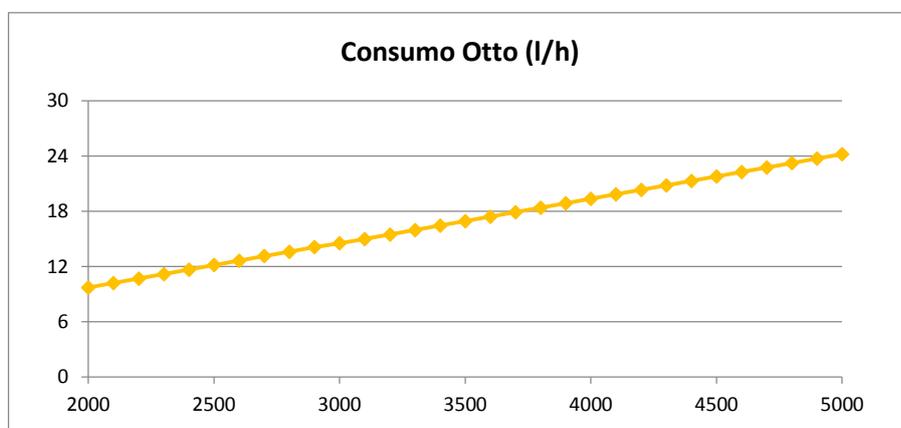


FIGURA 4-3. Curva de Consumo de combustible (modelo Otto)
Fuente: Autor

4.2. Aplicación del Modelo CIMA

Con el modelo termodinámico CIMA se estimó datos de potencia, torque y consumo de combustible, en esta sección se indica cómo se estima la temperatura máxima del ciclo es decir la temperatura en el estado 3 así como los resultados obtenidos mediante este sistema de cálculo. A continuación se muestran los datos utilizados en el sistema de ecuaciones del modelo CIMA.

Tabla 4-2. Especificación de valores utilizados en el modelo CIMA

Símbolo	Valor	Descripción
V_{cil}	1995 cc	Cilindrada total
N_c	4	Número de cilindros
n_r	2	Número de revoluciones por ciclos
T_1	290,54 K	Temperatura del aire que ingresa al motor
LHV	42000 kJ/kg	Poder calorífico del combustible.
r_c	10,5	Relación de compresión
η_i	0,95	Rendimiento isotrópico
η_m	0,8	Rendimiento mecánico
A/F_s	14,7	Relación estequiometria
V_d	0,0004988 m ³	Volumen unitario
V_c	0,0000525 m ³	Volumen de cámara

Realizado por: Autor

Fuente: Autor

4.2.1. Estimación de temperatura máxima (T_3)

Para estimar la temperatura en el estado 3 del ciclo Otto con el modelo matemático CIMA, se debe hacer uso de GASEQ; con este programa podemos estimar de una manera más realista la temperatura máxima del ciclo, ya que, en este software se ingresa los factores lambda medidos en los ensayos realizados, de esta forma se puede considerar la proporción aire / combustible con la que trabaja el motor del vehículo.

En primer lugar se debe multiplicar en la ecuación 36 los factores lambda, esta ecuación permite realizar un balance químico para cada factor de los reactivos y de los productos. Como reactivos se tiene el carburante Isooctano C_8H_{18} y en el comburente al Oxígeno y Nitrógeno; estos dos últimos simulan el aire al interior del cilindro.

Tabla 4-3. Balance químico de combustión

Factor lambda	Ecuación de balance	Carga del motor
0.9517	$0.9517 C_8H_{18} + 11.896 O_2 + 44.75 N_2 \text{ cg}$ $\rightarrow 7.613 CO_2 + 8.565 H_2O + 44.75 N_2$	Baja
0.9563	$0.9563 C_8H_{18} + 11.953 O_2 + 44.96 N_2 \rightarrow CO_2 + H_2O + N_2$	Media
0.956	$0.956 C_8H_{18} + 11.949 O_2 + 44.952 N_2 \rightarrow CO_2 + H_2O + N_2$	Máxima

Realizado por: Autor

Fuente: Autor

En el GASEQ se debe seleccionar como tipo de problema a *Adiabatic T and composition at const V*. en segunda instancia hay que seleccionar los reactivos *Isooctane/O2/N2/flame* seguidamente se escoge los productos *H2/N2/O2*. En la parte de los reactivos ingresamos las constantes de cada especie, es decir el número de moles, de la ecuación de balance químico, después de haber multiplicado para cada factor lambda.

Una vez configurado el GASEQ (FIGURA 4-4), se procede a calcular para cada factor lambda de 0.9517; 0.9563; 0.956; obteniendo como resultado 2640 K, 2641 K, 2640.9 K respectivamente, estos valores corresponden a regímenes de baja, media y alta carga.

The screenshot shows the GASEQ software interface with the following configuration:

- Problem Type:** Adiabatic T and composition at const V
- Reactants:** N2 (44.9500 moles), O2 (11.9500 moles), ISOCTANE (0.95600 moles)
- Products:** N2 (44.7570 moles), H2O (8.06030 moles), CO2 (6.14540 moles), CO (1.50260 moles), O2 (0.59497 moles), OH (0.41555 moles), H (0.06358 moles), O (0.05481 moles), H2 (0.30413 moles), NO (0.38601 moles)
- Stoichiometry, Phi:** 1.000
- Temperature, K:** 300
- Pressure, atm:** 1.0
- Volume Products/Reactants:** 1.0526
- Moles Products/Reactants:** 1.07654
- Enthalpy, H, kJ/kg:** 585.55
- Entropy, S, J/kg/K:** 9261.82
- Free Energy, G, kJ/kg:** -23865.66

FIGURA 4-4. Configuración de GASEQ.

Fuente: Autor

4.2.2. Resultados de Potencia (p)

Las variables en el cálculo de estos datos son las *revoluciones por minuto* (rpm) el cual nos indicara la velocidad angular a la que gira el motor; factor lambda, para la estimación de este factor lambda se lo hizo mediante una prueba dinámica con el dinamómetro automotriz y el analizador de gases, para esta prueba el vehículo fue sometido a baja, media y alta carga obteniendo así factores de lambda de 0.9517; 0.9563 y 0.956 respectivamente para cada nivel de carga.

El modelo termodinámico CIMA, a diferencia del modelo termodinámico Otto, considera que el ciclo Otto en sus procesos adiabáticos sí desprende energía como calor hacia el refrigerante, por tanto no toda la energía de la combustión se concentra en mover el pistón; además, cierta energía queda absorbida en los gases de combustión, por lo tanto requiere de una temperatura de combustión lo más cercana a la realidad en función de la cantidad de aire y de combustible que está ingresando en el ciclo.

A continuación se muestra un extracto de los resultados calculados con el método CIMA.

Tabla 4-4. Resultados de Potencia modelo CIMA

Rpm	Potencia CIMA(hp)
2000	49,59
2100	53,21
2200	55,6
2300	58,31
2400	61,18
2500	63,71
2600	66,55
2700	69,46
2800	72,52
2900	75,24
3000	77,99

Realizado por: Autor

Fuente: Autor

Los resultados obtenidos se los realizó desde 2000 rpm hasta 5000 rpm; ya que, por motivo de comparación los resultados medidos de forma experimental en el dinamómetro se los hizo en este rango de velocidad angular. Para una mejor interpretación de estos valores se muestra la gráfica correspondiente a la FIGURA 4-5:

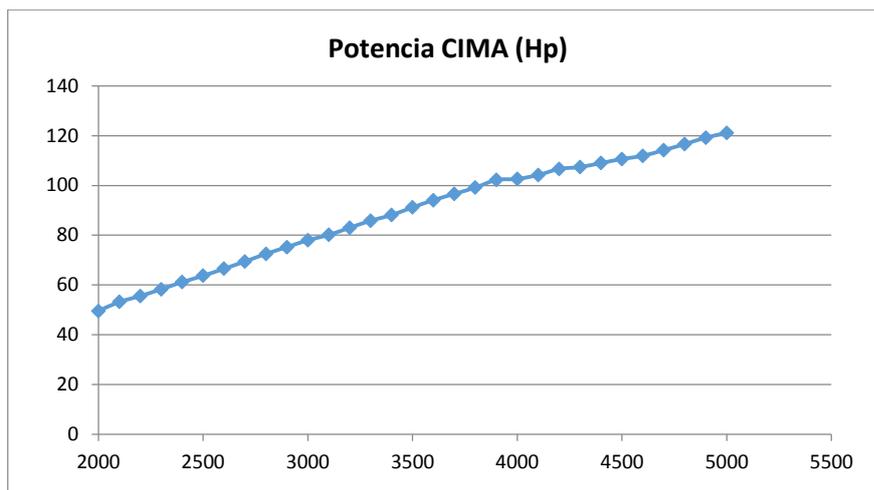


FIGURA 4-5. Curva de Potencia (modelo CIMA)

Fuente: Autor

Se puede observar en la figura anterior que la potencia es proporcional o depende de la velocidad angular del motor, es decir, que a mayores revoluciones por minuto produce mayor potencia. En este caso la mayor potencia de 121.1 hp se da a 5000 rpm.

Si se continuara calculando la potencia a mayores revoluciones, esto tendría que disminuir, ya que, en algún momento se logrará un máximo llenado de aire y combustible en los cilindros del motor en cuestión.

4.2.3. Resultados de Torque (τ)

Los valores de torque o par motor fueron obtenidos al igual que la potencia en un rango de 2000 rpm a 5000 rpm, esta magnitud es netamente dependiente de la fuerza con que la combustión desplaza al pistón hacia el PMI en el motor, una vez que se calculó la masa tanto de aire como de combustible gracias a los valores de lambda, sabemos con qué relación aire/combustible está trabajando nuestro motor, si mantenemos estos valores másicos en todo momento de la misma forma obtendremos un par motor constante en todo momento, para ello debemos hacer uso del rendimiento volumétrico el cual nos indica la capacidad de llenado de los cilindros.

El rendimiento volumétrico se lo puede calcular por medio de la ecuación $\eta_v = \frac{\text{Flujo masico real}}{\text{Flujo masico ideal}}$, los valores de flujo másico real fueron medidos con un scanner automotriz accediendo a la información que emite el sensor MAF y el flujo másico ideal fue calculado a partir de la masa de aire ideal y el régimen al que gira el motor, una vez

calculado los rendimientos a diferentes velocidades angulares del motor se los multiplico tanto para la potencia como para el par motor. Los rendimientos volumétricos se los detalla en Anexos.

A continuación se puede observar una tabla con ciertos valores de par motor.

Tabla 4-5. Resultados de Torque (modelo CIMA)

Rpm	Par motor CIMA (lb.ft)
2000	130.2
2100	133.1
2200	132.7
2300	133.2
2400	133.9
2500	133.8
2600	134.4
2700	135.1
2800	136.0
2900	136.3
3000	136.5

Realizado por: Autor
Fuente: Autor

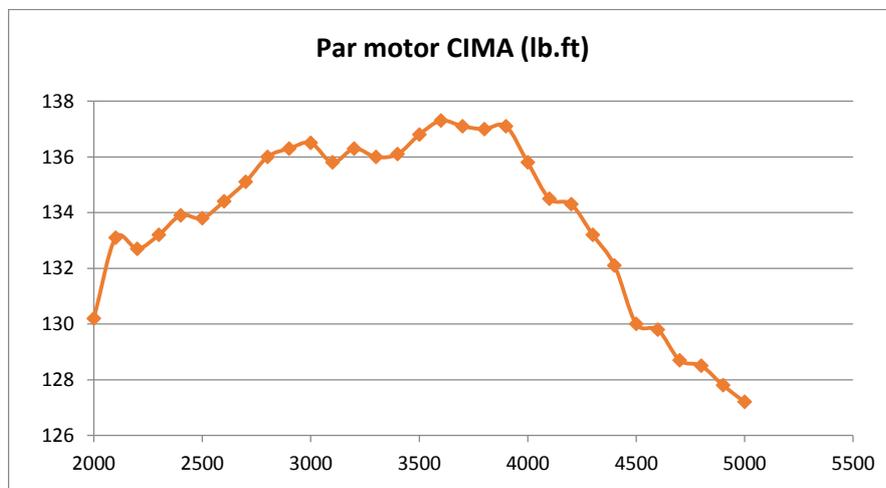


FIGURA 4-6. Curva de Par Motor (modelo CIMA)

Fuente: Autor

En la FIGURA 4-6 podemos observar la gráfica de par motor o torque, en la cual describe el comportamiento del motor a diferentes regímenes, sucede que el valor máximo de par motor o torque es de 137.6 lb·ft a 3600 rpm, esto indica que a esta velocidad es donde se consigue el máximo rendimiento volumétrico, es decir la máxima capacidad de llenado de los cilindros, por ello la combustión produce la máxima fuerza de empuje en el pistón,

como consecuencia este punto será la máxima aceleración del vehículo y el máximo trabajo que realiza el motor por vuelta del cigüeñal.

Entonces el torque a partir de las 3700 rpm empieza a decrecer, esto nos indica como este motor fue diseñado para trabajar a un régimen de carga medio y que los valores de rendimiento volumétrico más altos se dan desde los 3000rpm hasta las 3600rpm.

4.2.4. *Resultados de consumo de combustible*

Para determinar el consumo de combustible se hizo uso de la masa de combustible, el tiempo que le toma completar un ciclo de trabajo y su densidad, obteniendo valores que nos indican la cantidad de combustible que consume el motor en análisis y el tiempo que tarda en consumirlo. En la siguiente grafica (FIGURA 4-7) podemos observar que a 2000 rpm el motor consume 9.917 litros por hora y que a 5000 rpm se consumen 24.68 litros por hora, esto quiere decir que el consumo de combustible no decrece conforme se acelera el vehículo, los valores mencionados de consumo van muy de la mano con los de potencia, ya que, cada vez el motor lleva más combustible al interior de los cilindros y esto reacciona con mayor rapidez otorgando mayor velocidad angular al motor. En ANEXOS F se muestran los resultados teóricos obtenidos con ambos modelos termodinámicos.

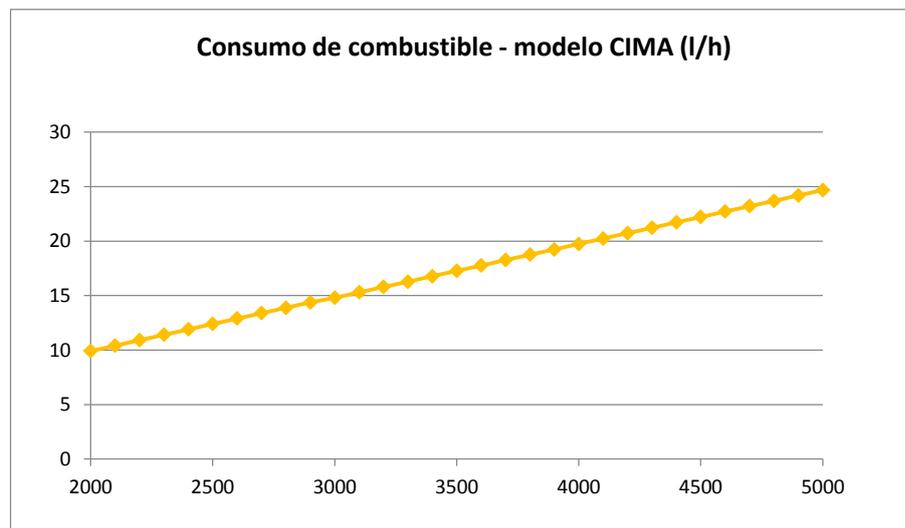


FIGURA 4-7. Curva de Consumo de combustible (modelo CIMA)

Fuente: Autor

Calcular y analizar el progreso del consumo de combustible a diferentes velocidades del motor es importante ya que nos permite conocer la cantidad de combustible que se está utilizando para producir cierto trabajo en cierto régimen, y por medio de esto hacer

correcciones ya sea tanto en el diseño de un motor como en la repotenciación o preparación de un motor de combustión interna de forma que nos ajustemos a las medidas reglamentarias de emisión de gases.

Lo que se quiere lograr por medio de los cálculos de forma teórica, es que un motor de combustión interna de ciclo Otto, trabaje con la más óptima relación de aire/gasolina y produzca valores significativos de potencia y torque que permitan que el vehículo pueda desplazarse.

Un modelo termodinámico es la base fundamental para la creación real de un motor de combustión, es donde se analiza y se detalla las características que queremos que tenga nuestro motor y como podría funcionar de forma real, por ello es muy necesario que el profesional que necesita de la ayuda de un método o modelo de predicción sepa que dicho método es confiable.

4.3. Análisis de resultados de los Modelos Otto y CIMA

En esta sección se realiza un breve análisis de lo que está ocurriendo entre ambos modelos en cuestión, como son los trabajos, valores de las propiedades de cada estado del ciclo Otto y la descripción de cómo están trabajando estos modelos termodinámicos. Utilizando este análisis se procederá en el próximo capítulo a realizar las comparaciones y metodologías necesarias para validar que modelo estima de mejor manera los mencionados parámetros de potencia, torque y consumo y que ajuste se podría aplicar en estos modelos para un mejor y adecuado cálculo de estos parámetros.

4.3.1. Análisis de presión, temperatura, volumen y entropía

A continuación se puede observar dos tablas con valores de las propiedades de estados del ciclo con el que se está trabajando.

Estos valores corresponden a una velocidad angular del motor de 2000 rpm, un valor lambda de 0.9517 y $\dot{m}_{airT} = 0.0264 \text{ kg/s}$. Como se puede observar en la FIGURA 4-8 perteneciente al método Otto los valores de presión en todos los estados 2, 3, 4, son superiores a los valores del método CIMA (FIGURA 4-9), la presión en el estado 1 son iguales ya que en este punto se utilizó como referencia la presión atmosférica de 72 kPa,

de la ciudad donde se realizó las pruebas dinamométricas, en este estado la presión al interior del cilindro será igual a la presión atmosférica ya que el estado 1 hace saber que el pistón termina su carrera de admisión y comienza la carrera de compresión cuando aún la válvula de admisión está abierta.

La presión en el estado 2 del modelo Otto también es superior a la presión del modelo CIMA. En el modelo Otto, en sus ecuaciones utiliza una constante adiabática k , ya que este tipo de modelo asume o trata que en nuestro ciclo no se pierde ni se cede calor con su alrededor. De esta manera si la presión aumenta la temperatura también lo hace, así podemos observar que la temperatura en el estado 2 del modelo Otto es mayor que la del otro modelo.

En el estado 3 cuando existe el salto de la chispa creado por la bujía, existe un aumento de la presión y por tanto la temperatura. En este estado, comprando estos valores vemos que el modelo Otto siempre para cada régimen de velocidad calcula valores más altos que los del modelo CIMA.

Sort	¹ cv_i	² P_i	³ T_i	⁴ V_i
[1]		72	290,5	0,001995
[2]		1982	761,9	0,00021
[3]	1,024	9610	3693	0,00021
[4]		349	1408	0,001995

FIGURA 4-8. Valores Modelo Otto

Fuente: Autor

Sort	¹ P_i	² s_i	³ T_i	⁴ u_i	⁵ V_i	⁶ Ve_i
[0]	72					
[1]	72	5,767	290,5	207,5	0,0005513	1,195
[2]	1854	5,767	735,1	540,4	0,0000525	0,1138
[3]	6659	6,948	2640	2305	0,0000525	0,1138
[4]	104,9	6,948	436,6	313,1	0,0005513	1,195

FIGURA 4-9. Valores Modelo CIMA

Fuente: Autor

Para comprender lo que está ocurriendo con estos valores de presión y temperatura, recordemos que el método o modelo Otto considera que el ciclo no pierde calor en el transcurso de cada estado. Por ejemplo para calcular la temperatura del estado 3 se utiliza

la siguiente ecuación $Q_{23} = ma * Cv * \Delta T$, describiendo esta fórmula, nos indica que el calor que entregamos y que está en la cámara de combustión en ese instante, es equivalente al producto de la masa de aire, calor específico a volumen constante y la diferencia entre la T_3 y la T_2 . Esto quiere decir que tanto en la fase de combustión y el proceso de la expansión de la llama el sistema no cede energía en forma de calor el cual será disipará hacia el refrigerante, aceite de lubricación y partes móviles además de cierta energía que queda en los gases de combustión.

A diferencia del modelo CIMA, considera muy importante la segunda ley de la termodinámica, y la interacción molecular de la mezcla aire-combustible en cada estado debido a las presiones que sufre en cada estado es decir la energía interna, además de esto utiliza un rendimiento o eficiencia isotrópica que nos permite considerar la energía que no se puede recuperar después de la combustión. Esta consideración hace que el modelo CIMA tienda a considerar energías que se pierde en la transición de los estados del ciclo. Entonces el método termodinámico CIMA aprovecha o se vale de un programa de equilibrio químico para determinar la temperatura del estado 3, y aproximarse a una temperatura más exacta en este estado.

Pero algo muy importante de mencionar es que el modelo Otto al no considerar estas energías entrópicas, utiliza un rendimiento o eficiencia térmica que permite considerar que no todo el combustible empleado para el funcionamiento del motor es aprovechado o utilizado para producir trabajo. Por tanto en el próximo capítulo se realiza la validación de estos modelos y la comparación de los resultados obtenidos de forma experimental en el banco dinamométrico frente a los resultados conseguidos con los modelos en análisis.

CAPÍTULO V

5. VALIDACIÓN

Después de haber obtenido con los modelos matemáticos Otto y CIMA, los valores calculados de los parámetros de desempeño mecánico que estamos tratando en este proyecto, se va a realizar algunas comparaciones respectivamente con cada parámetro, para observar y determinar si estos resultados ideales mantienen alguna relación con los datos obtenidos en el dinamómetro automotriz. Cabe recalcar que en los modelos termodinámicos se aplicó el rendimiento volumétrico, el cual fue calculado en el capítulo 3, aun así de esta manera se espera que los resultados ideales sean mayores a los medidos ya que en ambos modelos no se puede incluir todos los aspectos reales que influyen en el funcionamiento del motor de combustión interna. Las siguientes pruebas o test fueron realizadas en Minitab ya que este software estadístico permite evaluar estos datos de manera rápida y efectiva.

5.1. Comparación del Modelo Otto

A continuación se presenta las comparaciones correspondientes a potencia, torque y consumo de combustible, donde se han realizado correlaciones y pruebas de normalidad entre los datos medidos de forma experimental y los calculados con el modelo Otto. Esto nos permitirá determinar el nivel de relación entre estas variables es decir determinar si existe alguna variación entre las variables de cálculo con respecto a las variables de prueba y la capacidad de este modelo para predecir dichos parámetros.

5.1.1. *Potencia de motor - Modelo Otto*

En la siguiente grafica (FIGURA 5-1), se puede observar un alto coeficiente de correlación de 0.998, el cual es superior a 0.75 y P-value de 0.00 esto indica que se tiene un buen nexo entre los datos teóricos del modelo Otto con respecto a los datos medidos de forma experimental con el dinamómetro, el valor de P-value no muestra que las variables están correlacionadas de forma lineal.

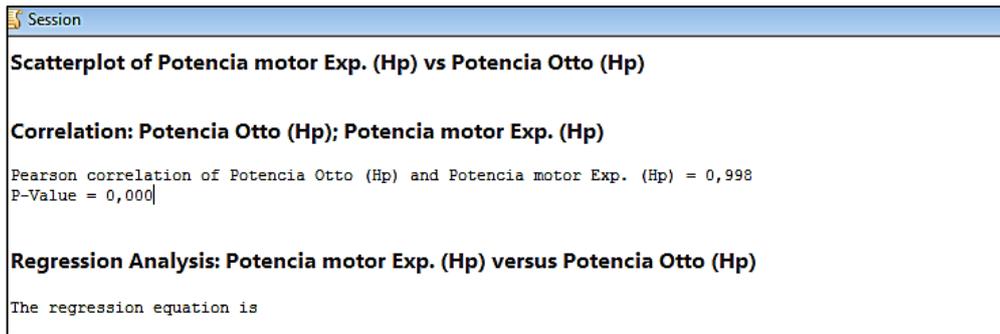


FIGURA 5-1. Coeficiente de correlación Potencia Otto

Fuente: Autor

Seguidamente en la FIGURA 5-2 nos muestra la gráfica de regresión lineal en la cual indica un coeficiente de determinación R^2 de 99,5% esto quiere decir que el modelo no puede justificar dicho porcentaje de la variabilidad completa entre los datos, es decir que lo datos están muy próximos entre sí, siendo el modelo Otto muy eficiente para predecir la potencia de un motor S.I.

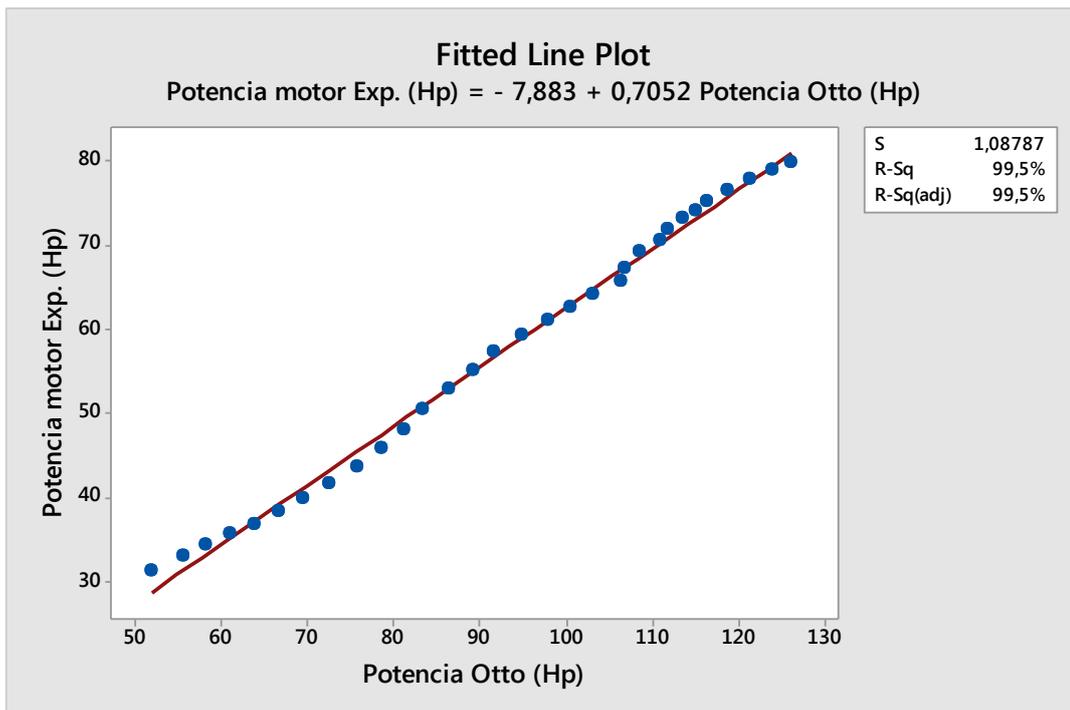


FIGURA 5-2. Regresión lineal Potencia Otto

Fuente: Autor

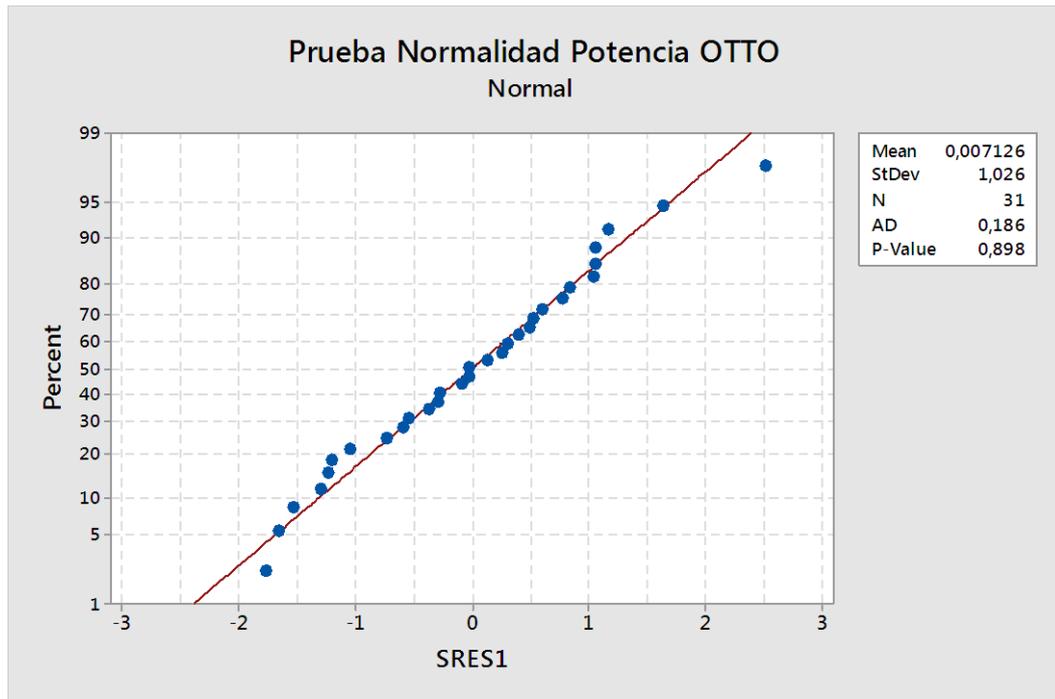


FIGURA 5-3. Prueba de normalidad para Potencia Otto
Fuente: Autor

En la FIGURA 5-3 se ha realizado un test de normalidad, interpretando esta gráfica, señala que nuestro modelo sigue una distribución normal, en esta prueba el valor de P-value es de 0.898 el cual mayor a 0.05, es decir, que no tenemos evidencia estadística para negar o rechazar que en nuestro modelo hay normalidad.

5.1.2. Torque - Modelo Otto

En este caso se analiza los datos de par motor o torque (ver FIGURA 5-4), se puede observar un alto coeficiente de correlación, el cual es de 0.954 y superior a 0.75 para tener un buen ajuste lineal y P-value de 0.00, indicando que están relacionadas de forma lineal.

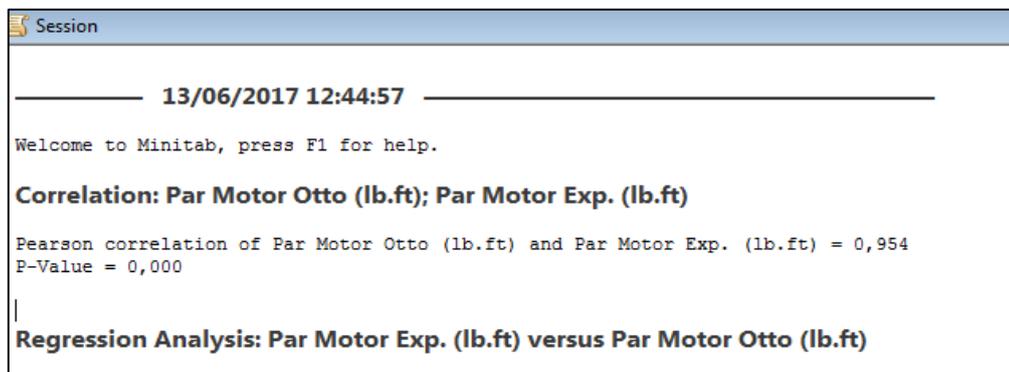


FIGURA 5-4. Coeficiente de correlación Torque
Fuente: Autor

En la FIGURA 5-5 podemos observar que ciertos valores se distancian de la recta, pero se mantienen próximos a ella, manteniendo así un valor de R^2 de 91% indicando que los valores de torque pertenecientes al modelo y torque experimental poseen relación entre sí, es decir, el modelo posee buena capacidad para predecir el torque en un motor S.I.

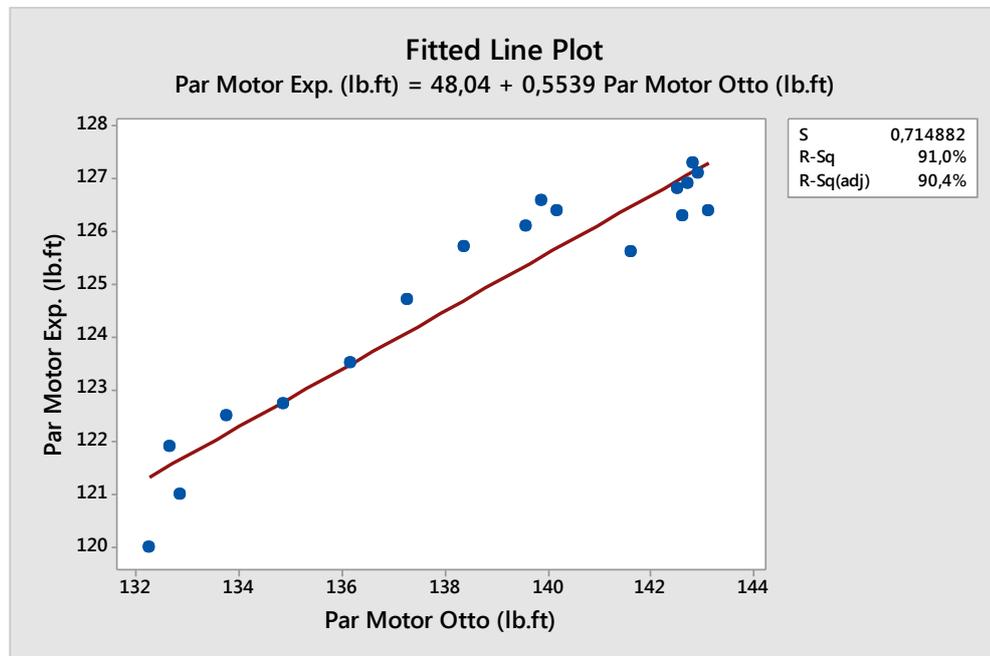


FIGURA 5-5. Regresión lineal Torque Otto
 Fuente: Autor

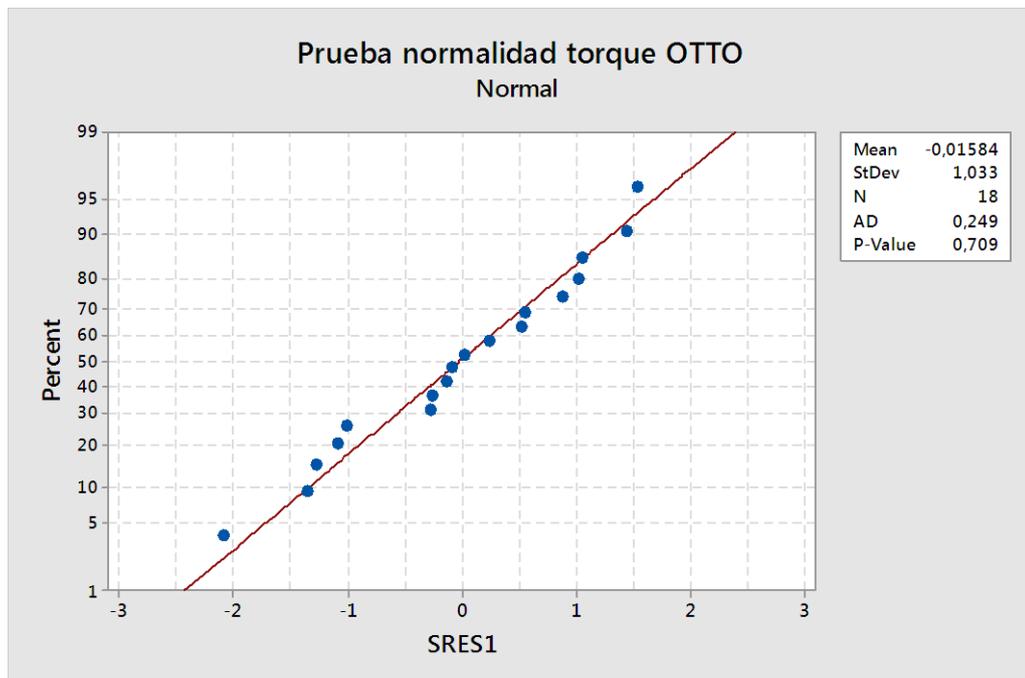


FIGURA 5-6. Test de normalidad Torque Otto
 Fuente: Autor

En la FIGURA 5-6 se muestra la prueba de normalidad para el par motor, en este test el valor de P-value es de 0.709 el cual mayor a 0.05, esto quiere decir que no tenemos evidencia estadística para rechazar; que en nuestro modelo hay normalidad, es decir si existe una distribución normal. Ya que si no lo existiera se podría decir que el modelo estimaría valores de torque diferentes a los medidos de forma experimental.

5.1.3. Consumo de combustible - Modelo Otto

En el caso del consumo de combustible (ver FIGURA 5-7), se puede observar un coeficiente de correlación de 0.996, es decir, muestra que se conserva una relación estrecha entre las variables en análisis, este dato también nos indica que se tiene un buen ajuste lineal ya que se tiene un valor de P-value de 0.00.

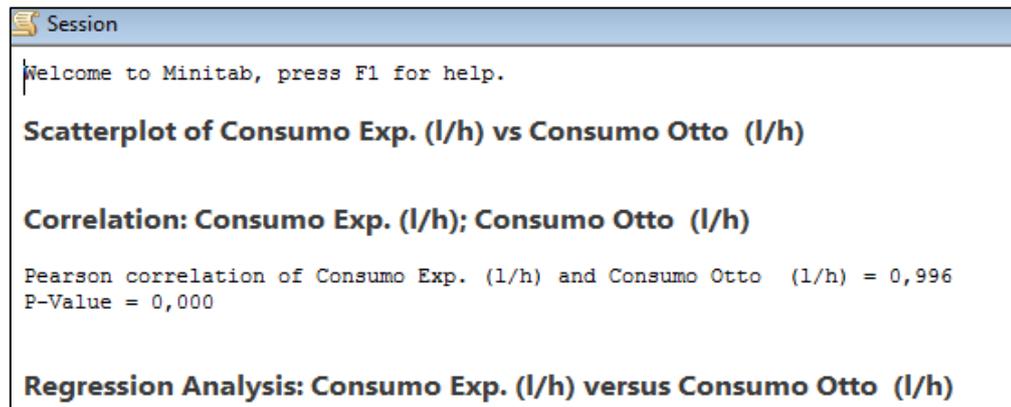


FIGURA 5-7. Coeficiente de Correlación Consumo Otto

Fuente: Autor

En la gráfica de la FIGURA 5-8 se puede apreciar un valor de determinación R^2 de 99.3% informando que este modelo puede explicar dicho porcentaje de la variabilidad de estos datos, es decir, existe muy poca variabilidad entre datos de las variables teóricas y experimentales.

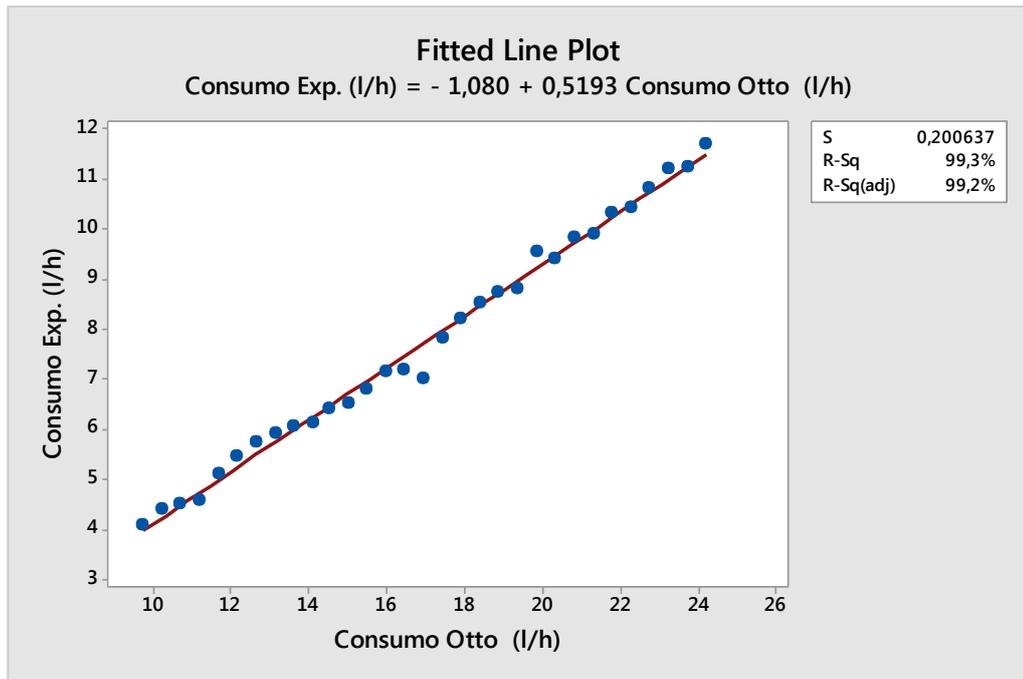


FIGURA 5-8. Regresión lineal de consumo Otto
 Fuente: Autor

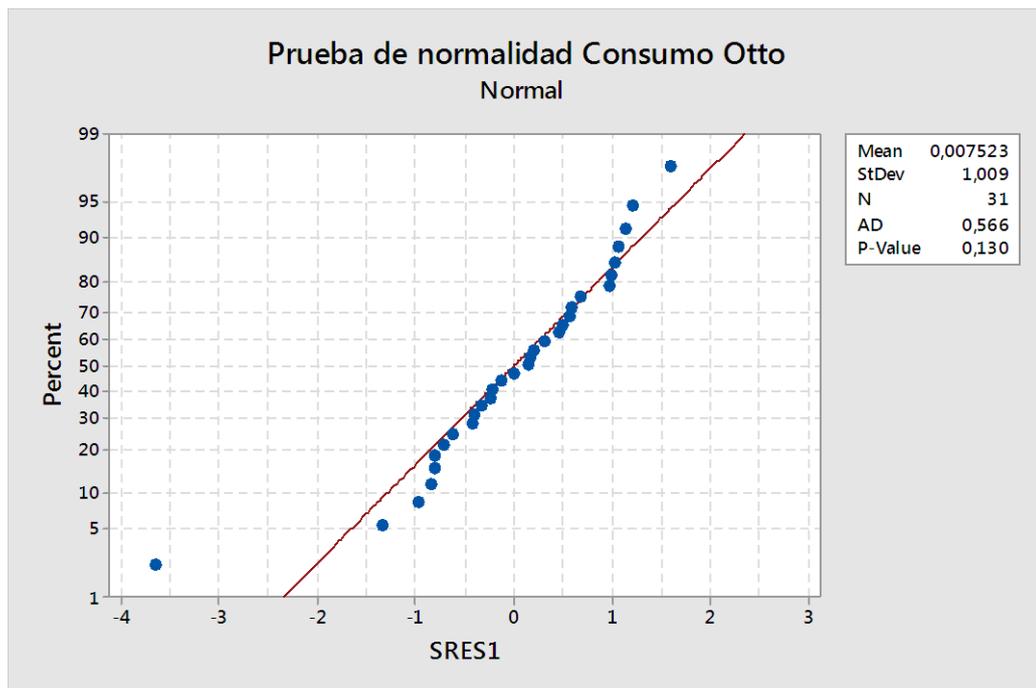


FIGURA 5-9. Prueba de normalidad de consumo Otto
 Fuente: Autor

En la FIGURA 5-9 se puede apreciar el valor de P-value es de 0.130 de la gráfica de normalidad, el cual mayor a 0.05, esto quiere decir que nuestros datos siguen una distribución normal. En el ANEXO G se muestra un reporte estadístico sobre la comparación del método Otto.

5.2. Comparación del Modelo CIMA

De la misma forma en esta sección se realiza una comparación entre los datos obtenidos de forma experimental con el dinamómetro y los calculados con el modelo termodinámico CIMA. A continuación se presentan los tres casos de correlación para potencia torque y consumo de combustible.

5.2.1. Potencia de Motor - Modelo CIMA

En la siguiente grafica (ver FIGURA 5-10), se compara los datos de potencia experimental versus datos de potencia teórica con el modelo CIMA, se puede observar un alto coeficiente de correlación de 0.998 y P-value de 0.00 esto nos indica que se tiene un aceptable relación entre los datos teóricos con respecto a los datos medidos experimental, es decir, el valor de cero en P-valor nos está sugiriendo que nuestros datos de potencia están correlacionados de manera lineal.

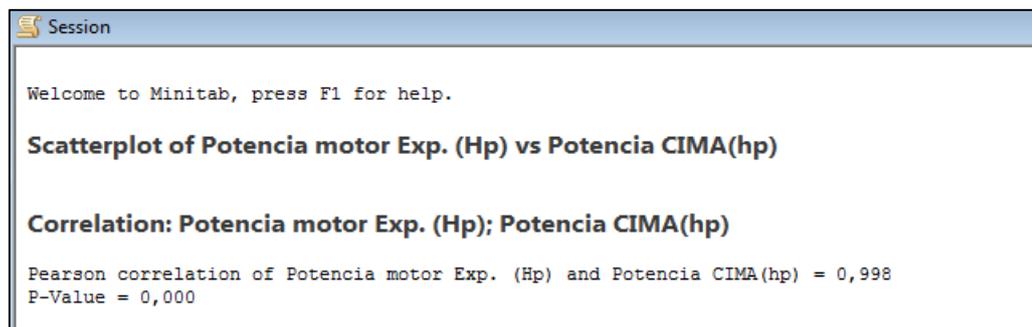


FIGURA 5-10. Coeficiente de Correlación de Potencia CIMA
Fuente: Autor

En la gráfica siguiente (ver FIGURA 5-11) se establece una regresión lineal donde se puede observar que los datos siguen de forma ordenada la línea de regresión, no existen valores distantes de la recta, lo cual es bueno para nuestro análisis, porque podemos decir que nuestro modelo puede precisar o justificar el 99,6% de la variabilidad entre los datos, en otras palabras existe muy poca variabilidad.

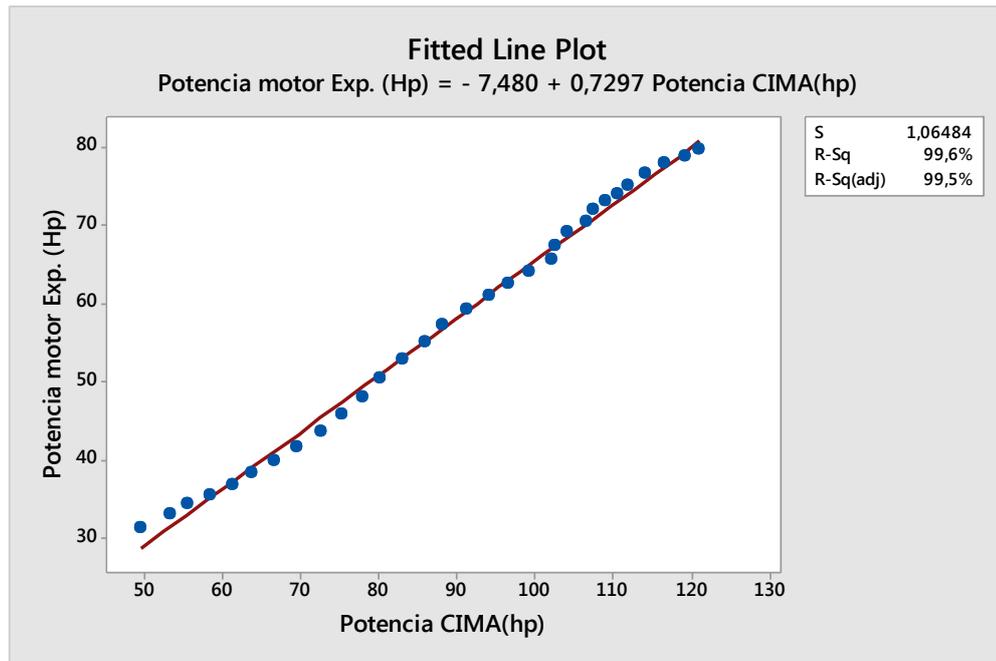


FIGURA 5-11. Regresión lineal de Potencia CIMA
 Fuente: Autor

En la gráfica de la FIGURA 5-12 se muestra la elaboración de un test de normalidad, esta prueba nos indica que nuestro modelo sigue una distribución normal, dicho de otra manera existe muy poca variabilidad entre los datos comparados, ya que, el valor de P-value es de 0.899, es decir, que no tenemos evidencia estadística para negar que en nuestro modelo hay normalidad.

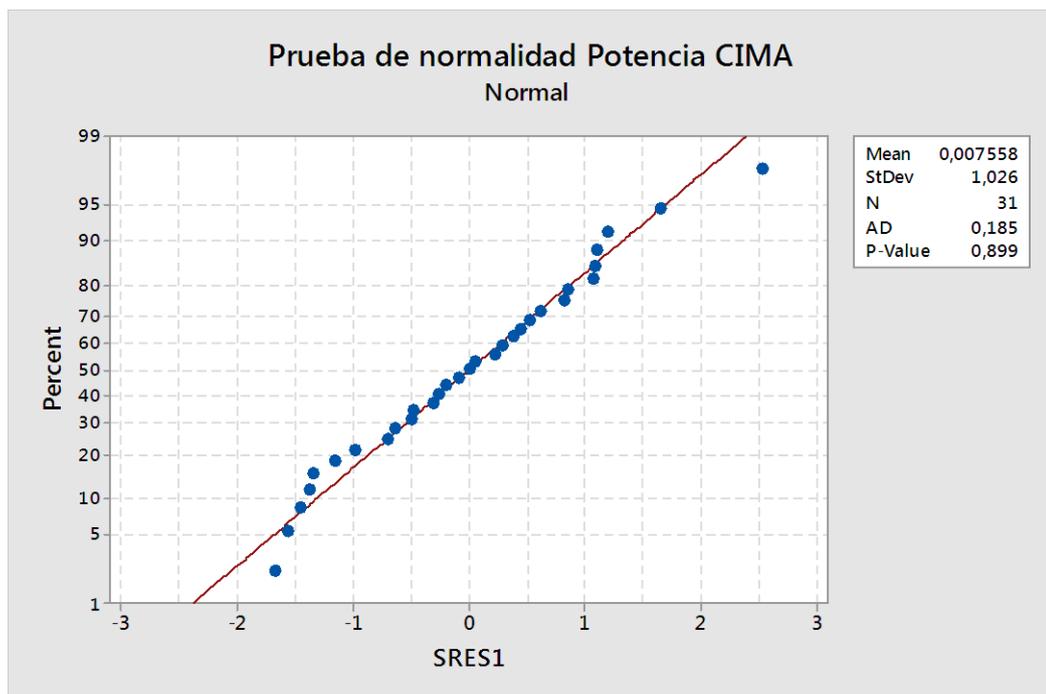


FIGURA 5-12. Prueba de normalidad de Potencia CIMA
 Fuente: Autor

5.2.2. Torque de Motor - Modelo CIMA

En este caso (ver FIGURA 5-13), se puede observar un alto coeficiente de correlación de 0.964, este valor sugiere un buen ajuste lineal y para esta prueba se tiene un P-value de 0.00, indicando que están relacionadas de forma lineal. Además cabe mencionar que el modelo CIMA obtiene un mejor coeficiente con respecto al modelo Otto, al parecer el modelo de estimación de rendimiento volumétrico se acoplo de forma excelente al sistema de ecuaciones de ambos modelos.

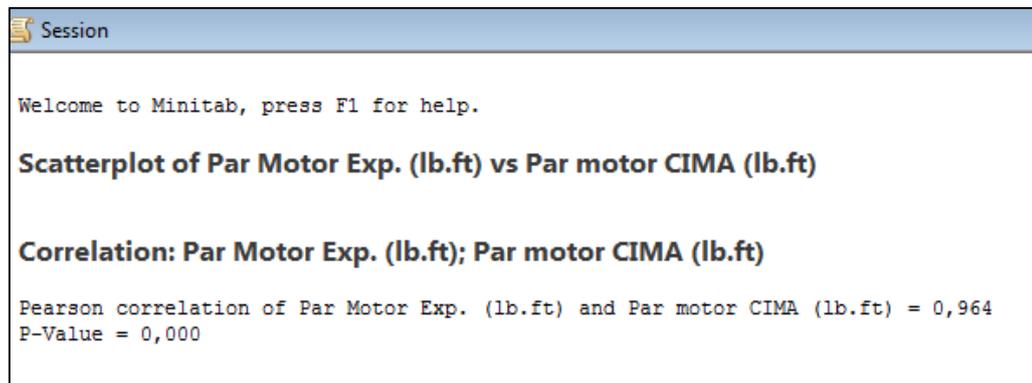


FIGURA 5-13. Coeficiente de correlación de Potencia CIMA

Fuente: Autor

En la FIGURA 5-14 podemos apreciar la realización de una gráfica de regresión lineal, se puede observar que algunos valores se distancian tan solo muy poco de la recta, pero esto no incide negativamente en la predicción de torque de motor, ya que, se alcanza un valor de R^2 de 93% indicando que los valores de torque teórico y experimental poseen una muy buena relación entre sí, es decir, que si la variable experimental se ve afectada de la misma forma será afectada la variable teórica.

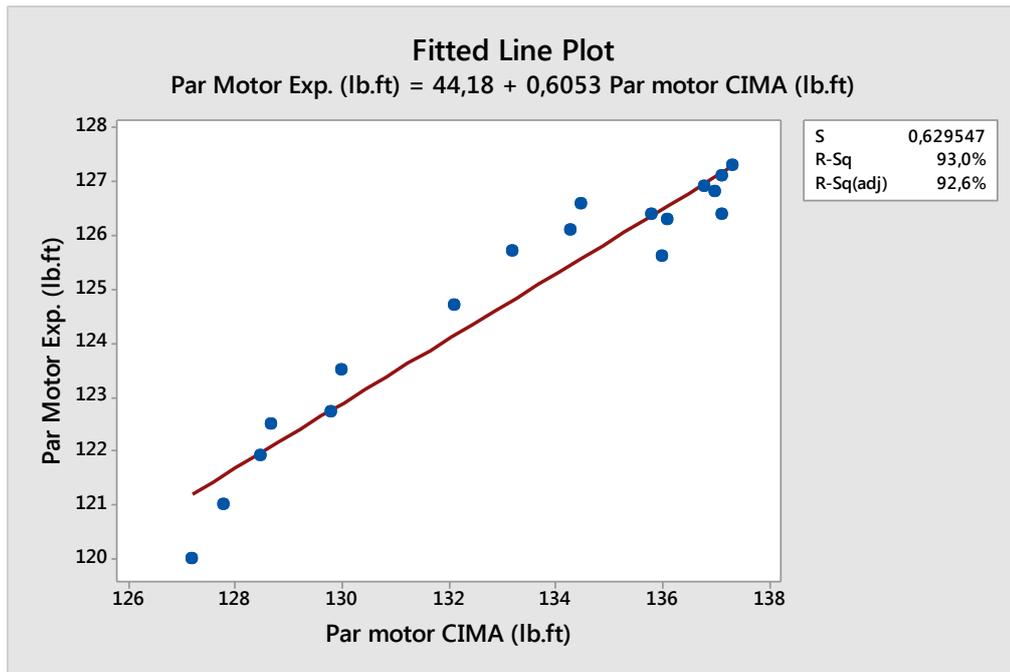


FIGURA 5-14. Regresión lineal de Potencia CIMA.
 Fuente: Autor

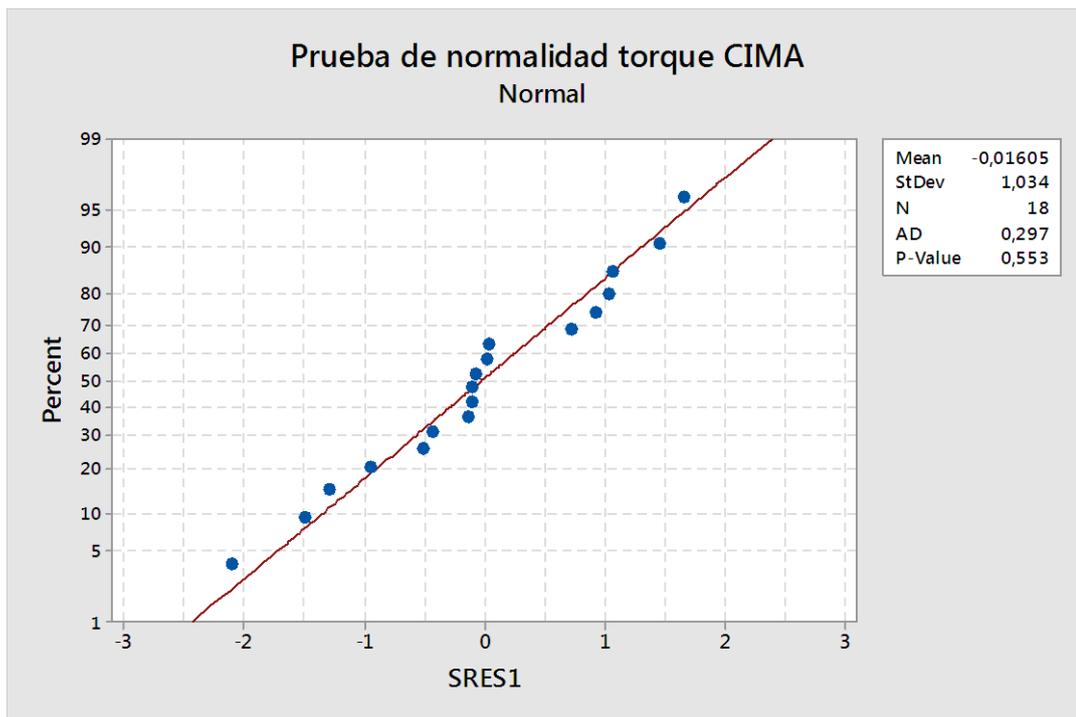


FIGURA 5-15. Test de normalidad de Potencia CIMA
 Fuente: Autor

En la gráfica anterior (ver FIGURA 5-15), se consigue un valor de P-value de 0.553, lo cual nos manifiesta que nuestros datos sigue una distribución normal con poca variabilidad entre sí, a pesar de que se observa ciertos valores distantes a la línea.

5.2.3. Consumo de combustible - Modelo CIMA

Para el caso del consumo de combustible del modelo CIMA (ver FIGURA 5-16), se puede notar un coeficiente de correlación de 0.996, igual al coeficiente alcanzado por el modelo Otto, este dato no permite expresar que se mantiene una muy buena relación entre las variables en análisis, además no muestra que se tiene un buen ajuste lineal, ya que, se tiene un valor de P-value de 0.00.

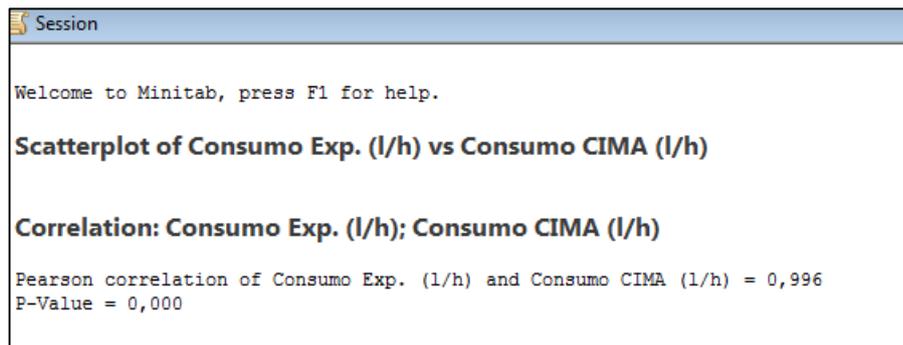


FIGURA 5-16. Coeficiente de correlación Consumo CIMA

Fuente: Autor

En la gráfica de la FIGURA 5-17 se puede apreciar un valor de R^2 de 99.3%, esto sugiere que existe muy poca variabilidad entre datos. Los datos se ajustan de excelente forma a la recta, de manera que existe poca variabilidad entre los datos ingresados.

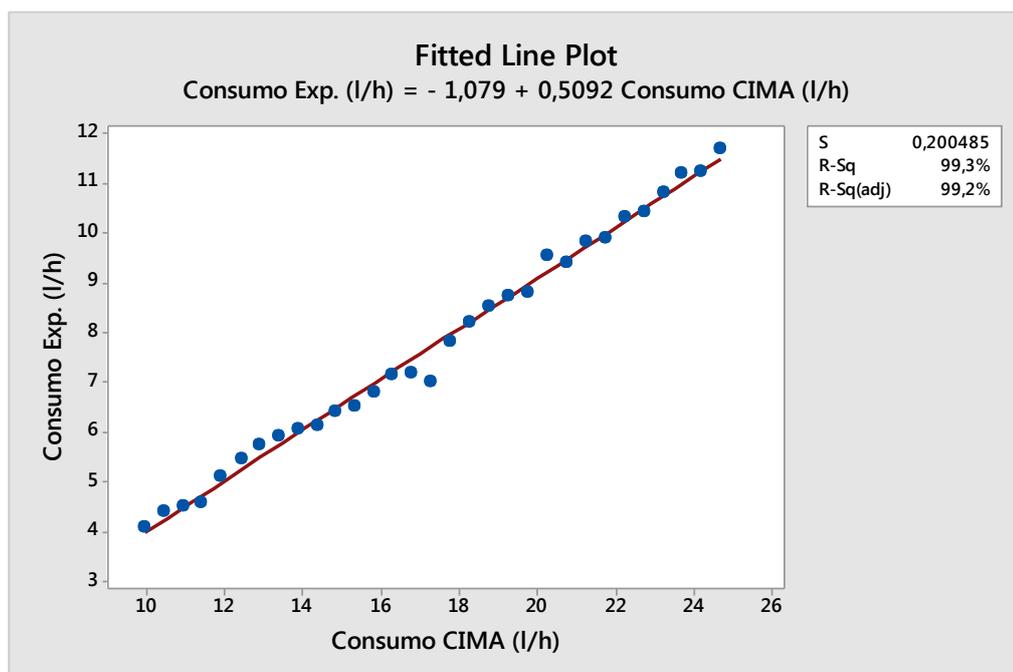


FIGURA 5-17. Regresión lineal de Consumo CIMA

Fuente: Autor

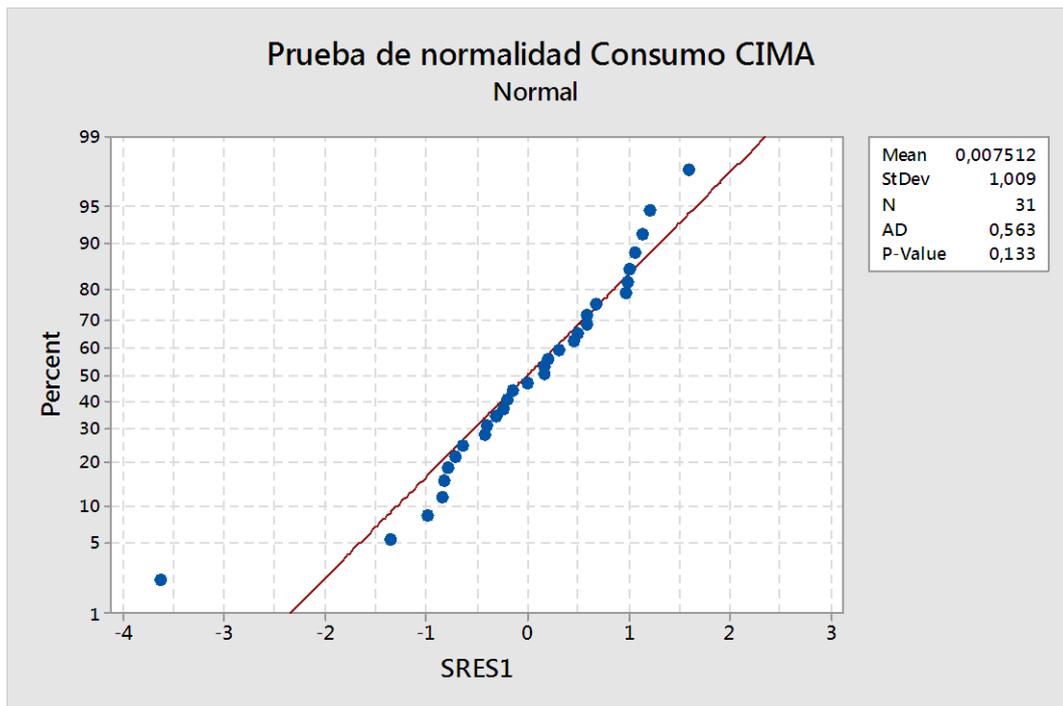


FIGURA 5-18. Test de normalidad de Consumo CIMA
Fuente: Autor

Finalmente en la gráfica de la FIGURA 5-18, se aprecia un valor de P-value de 0.133, lo cual, señala que los datos de consumo siguen una distribución normal, aunque de manera visual se puede observar dos datos distante de la recta, en otras palabras existe poca variabilidad entre datos. En la sección del ANEXO H se podrá revisar un reporte del análisis de comparación del método CIMA donde se podrá complementar lo explicado anteriormente.

Luego de haber realizado las respectivas comparaciones de los modelos Otto y CIMA, se puede decir que ambos modelos poseen una muy buena capacidad para la predicción de parámetros de desempeño mecánico, ya que en todos los casos se obtienen valores de coeficiente de correlación superiores a 0.75, indicando que las variables teóricas de los modelos y las variables experimental cuyo origen son de las pruebas dinamométricas, guardan excelente relación entre sí, en otras palabras si la variable experimental es afectada de forma que incremente o disminuya su valor numérico, la variable teórica también se ve afectada en la misma proporción. Los coeficientes de determinación en todos los casos son superiores al 90% este coeficiente nos indica el nivel de capacidad predictiva de los modelos, el cual es excelente en todos los casos.

El nivel de predicción en el parámetro de potencia de modelo Otto y CIMA apenas los diferencia 0.1%, es decir estos sistemas de predicción están a la par en un excelente nivel de estimación. Para el caso del torque se distancia un 2%, haciendo resaltar la eficacia mayor que posee el modelo CIMA. Finalmente en lo concerniente al consumo de combustible tanto el modelo Otto como el modelo CIMA se tiene un mismo nivel de correlación el cual es de 99.3%, es decir son modelos termodinámicos que poseen un alto nivel de predicción.

Tabla 5-1. Coeficientes de Determinación

	Modelo OTTO	Modelo CIMA
Potencia motor	99.5%	99.6%
Torque motor	91%	93%
Consumo de combustible	99.3%	99.3%

Tabla 5-2. Desviaciones Estándar

	Modelo OTTO	Modelo CIMA
Potencia motor	1.026	1.026
Torque motor	1.033	1.034
Consumo de combustible	1.009	1.009

Algo muy importante de describir es que en todas las situaciones de las pruebas de test de normalidad se tiene una desviación estándar parecida, como en el caso de la potencia en el Modelo Otto y CIMA se tiene un valor de desviación de 1.0026 en ambos casos es decir se mantiene un valor constante lo cual nos indica la medida en que varían los datos a través de la distribución normal, ya que en todos los casos de comparación se tiene que estos siguen una distribución de tipo normal por lo expuesto en el valor de probabilidad o P-value, además estos test nos indica que las pruebas dinamométricas fueron efectuadas a través de un equipo en excelentes condiciones y que los cálculos matemáticos realizados con los modelos termodinámicos fueron efectuados de forma correcta, es decir que se operó de la manera más adecuada cada ecuación y dato inicial así como las unidades de masa, volumen temperatura, calor etc.

5.3. Comparación de temperaturas máximas

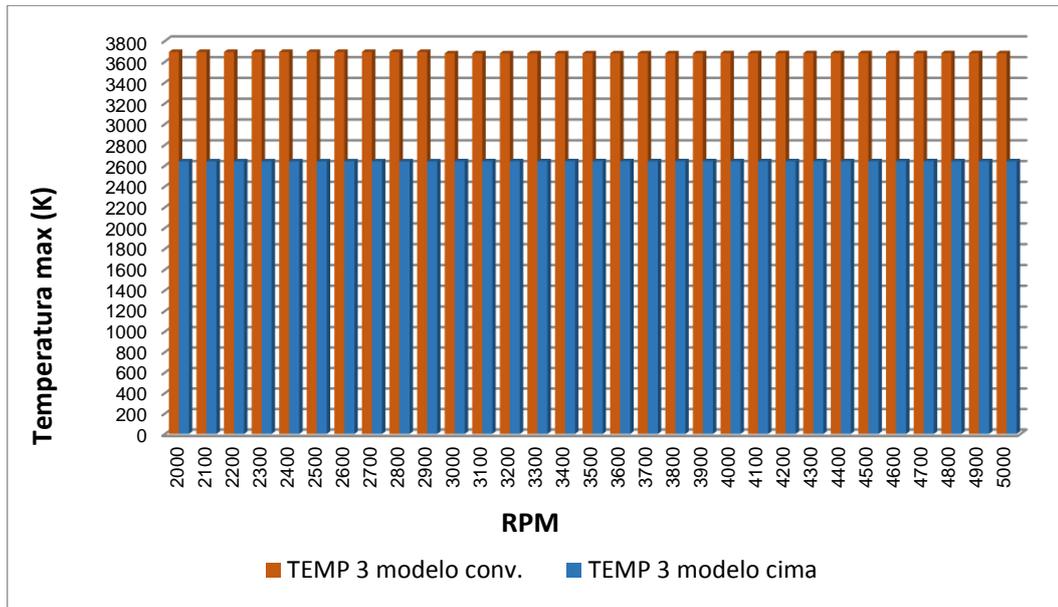


FIGURA 5-19. Comparación de temperaturas máximas

Fuente: Autor

En la FIGURA 5-19 se puede observar que las temperaturas máximas del Modelo Otto son mayores a las temperaturas del Modelo CIMA, el modelo CIMA utiliza el software GASEQ para calcular la temperatura máxima del ciclo y permite tener una temperatura cercana a la real, ya que considera el factor lambda y el tipo de combustible que se está utilizando. Esto nos indica que el modelo Otto considera que en el ciclo los procesos son adiabático, es decir que no pierde o cede calor con su entorno por ello toda esta energía entregada genera altas temperaturas en el proceso de expansión.

CAPÍTULO VI

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1. Conclusiones

- Mediante el uso de los datos teóricos y experimentales, se validó los modelos matemáticos Otto y CIMA, aplicando correlaciones en cada parámetro y para cada modelo, esto permitió determinar que existe una relación estrecha entre las variables teóricas y experimentales.
- De acuerdo a los coeficientes de correlación y determinación existentes entre los datos experimentales y teóricos, se puede concluir que los modelos Otto y CIMA pueden predecir parámetros de Potencia, Torque y Consumo de combustible de forma satisfactoria; ya que, en todas las circunstancias se tiene un coeficiente es mayor a 0.9; es decir que ambos modelos tienen una alta capacidad de estimación indistintamente de cómo está estructurado su sistema de ecuaciones.
- En base a los resultados alcanzados se puede concluir que los modelos Otto y CIMA se acoplan de forma efectiva a las condiciones ambientales de donde se realizó este proyecto, ya que se utilizó la presión y temperatura atmosférica para la aplicación de ambos modelos.
- De acuerdo a los resultados obtenidos, se puede deducir, que no es necesario aplicar factores de corrección en los modelos matemáticos mencionados; ya que, esto puede alterar la capacidad de predicción de los mismos.

6.2. Recomendaciones

- Para realizar este tipo de investigación se recomienda efectuar los ensayos experimentales en centros de investigación o laboratorios con equipos calibrados y certificados; ya que, de esta manera se puede obtener resultados con alto nivel de confiabilidad.

- En la aplicación de los modelos matemáticos existieron varios inconvenientes, ya que, su nomenclatura es diferente; además, la utilización de estos modelos es compleja, por ello se recomienda utilizar la misma nomenclatura y emplear un software que facilite la resolución de sus sistemas de fórmulas matemáticas.

- Realizar un análisis para la predicción de consumo de combustible en base a otros parámetros, ya que, en nuestro proyecto se utiliza la masa del combustible y el tiempo necesario para completar un ciclo de trabajo. Los modelos analizados en este proyecto no poseen un método de estimación de consumo de combustible.

BIBLIOGRAFÍA

ALVARADO CHAVES, Armando. *Maquinaria Y Mecanización Agrícola*. 1a ed. San José: Universidad Estatal a Distancia San Jose, 2004. págs. 69-71. ISBN: 9968-31-332-7.

ÁLVAREZ FLÓREZ, Jesús; & CALLEJÓN AGRAMUNT, Ismael. *Motores Alternativos de Combustión Interna*. Jesús Andrés Álvarez Flórez. 1a ed. Catalunya: EDICIONS UPC, 2005. págs. 52-237. Vol. 168. ISBN: 84-8301-818-5.

ARAGÓN GONZÁLEZ, Gerardo. [et al.]. *Termodinámica Básica para Ingenieros*. 1a ed. México, CDMX.: UAM AZCAPOTZALCO, 2004. págs. 11-13; 53-58. ISBN: 970-31-0196-8.

ARRIAZA BALMÓN, Manuel. *Guía Práctica de Análisis de Datos*. [En línea] España: 2005. [Consultado: 15 de Junio de 2017]. Disponible en: http://www.um.es/jmpaz/AGP1213/guia_practica_de_analisis_de_datos.pdf

CANAVOS, George C. *Probabilidad y Estadística: Aplicaciones y Métodos*. 1a ed. Mexico: McGraw-Hill/Interamericana de México S.A DE C.V., 1988. págs. 130-446. ISBN: 0-316-12778-7.

POSADA HENAO, John Jairo & GONZÁLES CALDERÓN, Carlos A. *Consumo de Combustible en Vehículos para Transporte por Carretera -Modelos Predictivos-*, Revista Ingenierías Universidad de Medellín. [En línea] Medellín, Colombia, 2013: Universidad de Medellín. [Consultado: 23 de Junio de 2017]. Disponible en: <http://www.scielo.org.co/pdf/rium/v12n23/v12n23a04.pdf>

CROUSE, William Harry. *Mecánica del Automóvil*. 3a ed. Barcelona: MARCOMBO, S.A., 1993. págs. 157-158. Vol. I. ISBN: 84-26-0482-4.

Di RIENZO, Julio Alejandro, [et al.]. *Estadística para las Ciencias Agropecuarias*. 7a ed. Córdoba: Editorial Brujas, 2008. pág. 29. ISBN: 978-987-591-112-3.

FAIRES, Virgil Moring & SIMMANG, Clifford Max. *Termodinámica*. José Carlos Escobar Hernandez. 6a ed. México, CDMX.: Union Tipográfica Editorial Hispano-Americana, S.A. de C.V., 1983. pp. 1-233. ISBN: 968-438-029-1.

GARCÍA RAMOS, Juan Antonio. [et al.]. *Estadística Administrativa*. 1a ed. Cádiz: Servicio de Publicaciones Universidad de Cádiz, 2007. págs. 113-115. ISBN13: 978-84-9828-066-1.

GONZÁLEZ CALLEJA, David. *UF1214 - Mantenimiento de Motores Térmicos de Dos y Cuatro Tiempos*. 1a ed. Madrid: Ediciones Paraninfo S.A., 2015. págs. 32-54. ISBN: 8428336407, 9788428336406.

HEYWOOD, Jhon B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. 1a ed. New York: McGraw-Hill, 1988. pág. 748. ISBN: 0-07-028637-X.

KATES, Edgar J. & LUCK, William E. *Motores Diesel y de Gas de Alta Compresión*. 2a ed. Barcelona: Reverté, S. A., 1981. pág. 376. ISBN: 84-291-4837-X.

MAHA. *Bancos de Potencia, Funciones y Prueba De Gases*. [En línea] 2015. [Consultado: 21 de Febrero de 2017]. Disponible en: http://www.maha.es/cps/rde/xbcr/SID-761EB23E-D2EEA984/maha_es/BRO_MAHA_alle_LPS_ES.pdf

MENDENHALL, William. [et al.]. *Introducción a la Probabilidad y Estadística*. 13a ed. México, CDMX.: Cengage Learning Editores, S.A. de C.V., 2006. págs. 220-223. ISBN: 13-978-0-495-38953-8.

MORAN, Michael J. & SHAPIRO, Howard N. *Fundamentos De Termodinámica Técnica*. 2a ed. Barcelona: Reverté S.A., 2004. págs. 01-240. ISBN: 84-291-4313-0.

OLIVEROS MORENO, Jhoan Esteban. Validación de Modelo de Estimación de Desempeño en Motores de Combustión Interna. (Tesis).(Maestría). Instituto Tecnológico y de Estudios Superiores de Monterrey. Toluca, México. 2012. págs. 14-19.

PULKRABEK, Willard W. *Engineering Fundamentals of The Internal Combustion Engine*. 1a ed. New Jersey: Prentice-Hall, Inc., 1997. págs. 219-221. ISBN: 0135708540.

ROSAS HUERA, Álvaro Javier & BARONA LÓPEZ, Gustavo Alfredo. Elaboración de un Manual de Mantenimiento para el Dinamómetro de Chasis LPS 3000, Instalado en el Centro de Transferencia Tecnológica para la Capacitación e Investigación en Control de Emisiones Vehiculares (CCICEV). (Tesis).(Ingeniería). [En línea]. Escuela

Politécnica Nacional. Quito, Ecuador. 2011. [Consultado: 12 de Junio de 2017].
Disponible en: <http://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/4457/3/CD-4067.pdf>