



**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE GUAYAQUIL**

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

**DESARROLLO DE UN SOFTWARE PARA CALCULAR LOS
PARÁMETROS DE TORQUE Y POTENCIA EN MOTORES DE ENCENDIDO
PROVOCADO UTILIZANDO UNA PLATAFORMA DE PROGRAMACIÓN Y
CÁLCULO NUMÉRICO**

Trabajo de titulación previo a la obtención del

Título de Ingeniero Automotriz

AUTORES: GIANCARLO ALEXANDER ESPINOSA CHAMBA

WESLEY JOSÉ AGUIRRE FRANCO

TUTOR: ING. MARCELO ESTRELLA GUAYASAMIN, PHD.

GUAYAQUIL – ECUADOR

2023

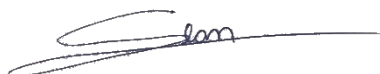
**CERTIFICADO DE RESPONSABILIDAD Y AUTORÍA DEL TRABAJO DE
TITULACIÓN**

Nosotros, Giancarlo Alexander Espinosa Chamba, con documento de identificación N.º 0707184727 y Wesley José Aguirre Franco, con documento de identificación N.º 0953618543; manifestamos que:

Somos los autores y responsables del presente trabajo; y, autorizamos a que sin fines de lucro la Universidad Politécnica Salesiana pueda usar, difundir, reproducir o publicar de manera total o parcial el presente trabajo de titulación.

Guayaquil, 19 de marzo del año 2023

Atentamente,



Giancarlo Alexander Espinosa Chamba
0707184727



Wesley José Aguirre Franco
0953618543

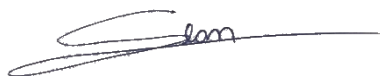
**CERTIFICADO DE CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE
TITULACIÓN A LA UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA**

Nosotros, Giancarlo Alexander Espinosa Chamba, con documento de identificación No. 0707184727 y Wesley José Aguirre Franco, con documento de identificación No. 0953618543 , expresamos nuestra voluntad y por medio del presente documento cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores del Proyecto Técnico; “Desarrollo de un software para calcular los parámetros de torque y potencia en motores de encendido provocado utilizando una plataforma de programación y cálculo numérico”, el cual ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniero Automotriz, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En concordancia con lo manifestado, suscribimos este documento en el momento que hacemos la entrega del trabajo final en formato digital a la biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

Guayaquil, 19 de marzo del año 2023

Atentamente,



Giancarlo Alexander Espinosa Chamba
0707184727



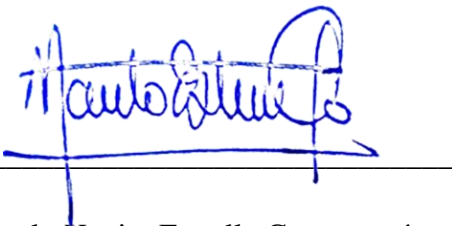
Wesley José Aguirre Franco
0953618543

CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Yo, Marcelo Xavier Estrella Guayasamín con documento de identificación N° 1714460761, docente de la Universidad Politécnica Salesiana, declaro que bajo mi tutoría fue desarrollado el trabajo de titulación: DESARROLLO DE UN SOFTWARE PARA CALCULAR LOS PARÁMETROS DE TORQUE Y POTENCIA EN MOTORES DE ENCENDIDO PROVOCADO UTILIZANDO UNA PLATAFORMA DE PROGRAMACIÓN Y CÁLCULO NUMÉRICO, realizado por los estudiantes, Giancarlo Alexander Espinosa Chamba con documento de identificación N° 0707184727 y por Wesley José Aguirre Franco con documento de identificación N° 0953618543, obteniendo como resultado final el trabajo de titulación bajo la opción de Proyecto Técnico que cumple con todos los requisitos determinados por la Universidad Politécnica Salesiana.

Guayaquil, 19 de marzo del año 2023

Atentamente,



Marcelo Xavier Estrella Guayasamín

1714460761

DEDICATORIA

Este trabajo de titulación está dedicado a Dios quien como guía ha estado presente en mi vida brindándome la fuerza necesaria para continuar con mis metas sin rendirme.

Y a mis Padres cuyo apoyo incondicional amor y confianza me ha permitido concretar mi carrera profesional.

Giancarlo Espinosa Chamba

DEDICATORIA

En primer lugar, quiero dedicar con todo mi corazón este proyecto de titulación a Dios por haberme acompañado siempre paso a paso en el proceso de mis estudios y cumplir con mis objetivos, por darme fortaleza y valentía para llegar hasta aquí.

De la misma manera a mi madre de quien siempre recordé sus consejos y los ánimos que sembró en mí para seguir adelante en nombre de su memoria hoy los llegare a cumplir.

De manera especial a toda mi familia por su apoyo incondicional a lo largo de mi carrera universitaria siendo pilar fundamental de la formación de mi carácter, valores y personalidad.

Wesley Aguirre Franco

AGRADECIMIENTO

Gracias a mi Universidad, gracias por haberme permitido formarme y en ella, gracias a todos los que estuvieron involucrados en este proceso, ya sea de manera directa o indirecta, gracias a todos ustedes, fueron ustedes los responsables de realizar su pequeño aporte, que el día de hoy se vería reflejado en la culminación de mi paso por la Universidad.

Gracias a mis padres que fueron en el tiempo mis mayores promotores durante este proceso, gracias a dios, que fue mi principal apoyo y motivación para cada día continuar.

Agradezco a mi tutor de proyecto de titulación el Ing. Marcelo Estrella Guayasamin. PhD, por sus enseñanzas, consejos, correcciones, hoy me puedo sentir dichoso y contento.

Giancarlo Espinosa Chamba

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios en todo momento por guiarme en el camino, darme luz en las dificultades y acompañarme hasta el final.

A mis padres Silvia y Holger fuentes de inspiración quienes con su amor, consejos y paciencia me ayudaron a avanzar con pasos firmes hasta la meta.

Gracias a mis Tías (os) por darme la oportunidad de estudiar en esta prestigiosa Universidad Politécnica Salesiana, a mis maestros, a todas sus autoridades quienes con sabiduría fueron guía, y con sus experiencias marcaron el camino a seguir.

De manera especial agradezco a mi tutor de trabajo de titulación Ing. Marcelo Estrella Guayasamin. PhD, por guiarme, gracias por sus valiosos consejos hoy puedo culminar mi trabajo de titulación.

Wesley Aguirre Franco

RESUMEN

En el presente proyecto de grado se desarrolló un software para calcular los parámetros de torque y potencia mediante el análisis de los ciclos termodinámicos Otto, CIMA y Atkinson en motores de encendido provocado (MEP), utilizando la aplicación AppDesigner de la herramienta de programación y cálculo numérico Matlab, que ofrece la posibilidad de crear un programa basado en los parámetros funcionales de un MEP. El programa permite realizar el análisis con diferentes condiciones y ciclos para realizar una comparación entre ellos. En primera instancia para el desarrollo del proyecto se investigó el fundamento teórico con base en la recopilación y correspondiente análisis bibliográfico de investigaciones de aplicación de la plataforma de programación Matlab para análisis energético en vehículos con motor Otto, y sobre la funcionalidad e interfaz del software. También, se compilo y analizo la información de fundamento de motores de gasolina y cálculo numérico de parámetros funcionales de un MEP como los: geométricos, termodinámicos y efectivos desde distintas fuentes de información como: libros, artículos científicos y bibliotecas virtuales, a fin de realizar una revisión bibliográfica exhaustiva. Después, se realizó un análisis matemático del funcionamiento de un MEP en base a las fuentes de información recopiladas, lo cual permitió determinar de forma eficiente el cálculo de los valores que caracterizan la operación de un motor con los ciclos Otto, CIMA y Atkinson, mostrando como resultados los valores de potencia, torque y consumo de cada ciclo en una interfaz amigable para el usuario, además el programa permite realizar una comparación con datos obtenidos de una prueba experimental realizada en un vehículo liviano con MEP.

Para validar los resultados del programa se comparó los datos de la prueba experimental realizada en un vehículo Kia Rio mediante diferentes técnicas como el cálculo del error mediante la aplicación del área bajo la curva donde se obtuvo una diferencia de 9.77% en la potencia calculada con el ciclo Otto y 2.89% con el ciclo CIMA y en los valores del Torque una diferencia de 13.95% en el ciclo Otto y 4.7% en el CIMA con respecto a la prueba experimental y los datos proporcionados por el fabricante del vehículo. Además, se validó los resultados con la prueba T student concluyendo que no existe una diferencia estadísticamente significativa.

Palabras claves: *parámetros geométricos, parámetros efectivos, parámetros termodinámicos, ciclo Otto, ciclo CIMA, ciclo Atkinson, banco dinamométrico, MEP, vehículos.*

ABSTRACT

In the present degree project, a software was developed to calculate the torque and power parameters through the analysis of the thermodynamic cycles Otto, CIMA and Atkinson in provoked ignition motors (MEP), using the AppDesigner application of the Matlab programming and numerical calculation tool, which offers the possibility of creating a program based on the functional parameters of an MEP. The program allows you to perform the analysis with different conditions and cycles to make a comparison between them. In the first instance, for the development of the project, the theoretical foundation was investigated based on the compilation and corresponding bibliographic analysis of application research of the Matlab programming platform for energy analysis in vehicles with Otto engine, and on the functionality and interface of the software. Also, the foundation information of gasoline engines and numerical calculation of functional parameters of an MEP such as: geometric, thermodynamic and effective from different sources of information such as: books, scientific articles and virtual libraries were compiled and analyzed, in order to carry out an exhaustive bibliographic review. Then, a mathematical analysis of the operation of an MEP was carried out based on the sources of information collected, which allowed to efficiently determine the calculation of the values that characterize the operation of an engine with the Otto, CIMA and Atkinson cycles, showing as results the values of power, torque and consumption of each cycle in a user-friendly interface, In addition, the program allows a comparison with data obtained from an experimental test carried out in a light vehicle with MEP.

To validate the results of the program, the data of the experimental test carried out on a Kia Rio vehicle was compared using different techniques such as calculating the error by applying the area under the curve where a difference of 9.77% was obtained in the power calculated with the Otto cycle and 2.89% with the CIMA cycle and in the Torque values a difference of 13.95% in the Otto cycle and 4.7% in the CIMA regarding the experimental test and data provided by the vehicle manufacturer. In addition, the results were validated with the T student statistical test, concluding that there is no statistically significant difference.

Keywords: *geometric parameters, effective parameters, thermodynamic parameters, Otto cycle, CIMA cycle, Atkinson cycle, dynamometric bench, engine provoked ignition, vehicles.*

ÍNDICE DE CONTENIDO GENERAL

DEDICATORIA.....	v
AGRADECIMIENTO	vii
RESUMEN	ix
ÍNDICE DE CONTENIDO GENERAL	xi
SIMBOLOGÍA	xiv
ÍNDICE DE FIGURAS	xvi
ÍNDICES DE TABLAS	xviii
ÍNDICES DE ECUACIONES	xix
1. CAPÍTULO I: INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 Problema	1
1.2 Importancia y alcance	3
1.3 Delimitación.....	4
1.4 Objetivos	4
1.4.1 Objetivo general	4
1.4.2 Objetivos específicos.....	4
2 CAPITULO II: DETERMINACIÓN DE LOS FUNDAMENTOS TEÓRICOS Y METODOLÓGICOS PARA EL CÁLCULO DE LOS PARÁMETROS DE TORQUE Y POTENCIA DE MOTORES DE ENCENDIDO PROVOCADO.....	5
2.1 Fundamentos de motores de combustión	5
2.2 Ciclos Termodinámicos del Motor Otto	5
2.2.1 Ciclo Termodinámico Ideal.....	5
2.2.2 Ciclo Termodinámico Real.....	6
2.3 Parámetros geométricos:	7
2.3.1 Longitud de la biela.....	8
2.3.2 Sección del Pistón.....	8
2.3.3 Volumen de Combustión.....	9
2.4 Parámetros De Funcionamiento	9
2.4.1 Régimen de giro del motor	9

2.4.2	Velocidad lineal media del pistón	9
2.4.3	Grado de Carga.....	10
2.4.4	Gasto de combustible y poder calorífico	10
2.4.5	Dosado.....	11
2.4.6	Recirculación de Gases de Escape	11
2.4.7	Presión de Admisión.....	11
2.5	Parámetros termodinámicos y efectivos.....	11
2.5.1	Trabajo indicado.....	12
2.5.2	Potencia indicada.....	12
2.5.3	Rendimiento indicado.....	13
2.5.4	Presión media indicada.....	13
2.5.5	Pérdidas mecánicas.....	13
2.6	Parámetros Efectivos.....	13
2.6.1	Potencia efectiva.....	14
2.6.2	Trabajo Efectivo	14
2.6.3	Rendimiento Mecánico.....	14
2.6.4	Presión Media Efectiva.....	14
2.6.5	Consumo Específico	15
2.7	Fórmulas para el cálculo de parámetros de ciclo Otto	15
2.8	Ciclo Termodinámico Atkinson.....	17
2.9	Ciclo termodinámico Otto - CIMA.....	21
2.10	Plataforma Matlab.....	21
2.10.1	App Designer.....	22
2.11	Banco dinamométrico para motores de Ciclo Otto	22
2.11.1	Banco dinamométrico de rodillos.....	23
3	CAPÍTULO III: MARCO METODOLÓGICO.....	25
3.1	Variables de ruido para el cálculo de motores	25
3.2	Cronograma.....	27
3.3	Presupuesto	28
3.4	Desarrollo De La Programación De La Interfaz Para El Cálculo De Los Parámetros De Torque Y Potencia De Los Motores De Encendido Provocado, Utilizando La Extensión App Designer.	29
3.5	Interfaz gráfico para el cálculo de parámetros del motor.....	29
3.6	Diseño del sistema.....	31
3.6.1	Acceso al programa	31
3.6.2	Interfaz de trabajo.....	32

3.7 Interfaz del programa	33
4 CAPÍTULO V: ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	44
4.1 Sistema de adquisición de datos del banco dinamométrico	44
4.2 Banco dinamométrico	45
4.3 Unidad experimental KIA RIO	46
4.4 Prueba estática de potencia y torque	48
4.5 Análisis T –Student	51
4.6 Estimación del error	55
5. CONCLUSIONES.....	59
6. RECOMENDACIONES.....	60
7. REFERENCIAS.....	61
8. ANEXOS.....	66

SIMBOLOGÍA

Símbolo	Descripción	Unidades
p	Presión	bar
q	Calor por unidad de masa	J kg ⁻¹
Q	Calor por unidad de tiempo	W
T	Temperatura	K
V	Volumen	m ³
W	Trabajo	J
C_v	Calor específico a volumen constante	J k ⁻¹ kg ⁻¹
C_p	Calor específico a presión constante	J k ⁻¹ kg ⁻¹
Ad	Admisión	
B	Biela	
C	Combustión	
cc	Cilindro y ciclo	
e	Efectivo	
es	Escape	
g	Gases	
i	Indicado	
max	Máximo	
min	Mínimo	
p	A presión constante	
p	Pistón	
AA	Apertura de la admisión	
AE	Apertura del escape	
A_p	Sección del pistón	m ²
CA	Cierre del escape	
C_m	Velocidad lineal media del pistón	m s ⁻¹
D	Diámetro del pistón	
EGR	Recirculación de gases de escape	%
F_e	Dosado estequiométrico	
MEP	Motor de encendido provocado	
n	Régimen de giro	rpm
$N_e; N_i$	Potencia efectiva, potencia indicada	W
PCI_p	Poder calorífico inferior a presión constante	J kg ⁻¹
PCI_v	Poder calorífico inferior a volumen constante	J kg ⁻¹
PMI	PMI Punto muerto inferior	
PMS	PMS Punto muerto superior	
pme, pmi	Presión media efectiva, presión media indicada	
rc	Relación de compresión	
τ	Torque	
p	Potencia	

V_d	Volumen unitario	m^3
V_c	Volumen de la cámara de combustión	m^3
V_t	Cilindrada total	m^3

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Ciclo Termodinámico Otto	6
Figura 2. Ciclo Termodinámico Real	7
Figura 3. Parámetros geométricos de los MCIA	8
Figura 4. Ciclo de trabajo indicado de un motor de cuatro tiempos.....	12
Figura 5. Desglose de pérdidas mecánicas en un motor.....	13
Figura 6. Diagrama p/V del ciclo de Atkinson.....	18
Figura 7. Interfaz gráfico aplicación de App Designer	23
Figura 8. Banco dinamómetro de rodillos	23
Figura 9. Flujograma para el diseño del sistema	29
Figura 10. Acceso a App Designer.....	31
Figura 11. Interfaz App Designer.....	32
Figura 12. Interfaz App Designer (Code View)	32
Figura 13. Datos de entrada de la ampliación	33
Figura 14. Extracción datos para el cálculo.....	34
Figura 15. Cálculo de volumen.....	34
Figura 16. Cálculo masa de aire y combustible.....	34
Figura 17. Cálculo de los parámetros con programación para el ciclo Otto	35
Figura 18. Cálculo de los parámetros con programación para el ciclo Atkinson.....	35
Figura 19. Parámetros GASEQ	36
Figura 20. Cálculo de los parámetros con programación para el ciclo CIMA	37
Figura 21. Parámetros de salida.....	38
Figura 22. Código para mostrar los datos.....	38
Figura 23. Bloque de gráficas.....	39
Figura 24. Interfaz en funcionamiento del sistema.....	39
Figura 25. Diagrama P-V ciclo Otto.....	40
Figura 26. Diagrama P-V ciclo Atkinson	41
Figura 27. Diagrama P-V ciclo CIMA	41
Figura 28. Diagrama presión-volumen.....	42
Figura 29. Potencia de diferentes de ciclos termodinámicos.....	43
Figura 30. Programa para la adquisición de datos.....	44
Figura 31. Banco dinamómetro de rodillo.....	45
Figura 32. Unidad experimental KIA RIO 2019 ubicado en el banco dinamométrico..	46

Figura 33. Vehículos subcategoría M1	47
Figura 34. Ventas por marca (unidades) vehículos livianos 2022.....	47
Figura 35. Flujograma para la adquisición de datos mediante en banco dinamométrico	49
Figura 36. Resultados de la prueba de potencia	50
Figura 37. Código para lectura de los datos de potencia	51
Figura 38. Transformación de Johnson para datos de potencia del banco	53
Figura 39. Resultado de la prueba T pareada para el torque del banco y el torque del ciclo Otto	53
Figura 40. Resultado de la prueba T pareada para la potencia del banco y la potencia del ciclo Otto	54
Figura 41. Resultado de la prueba T pareada para la potencia del banco y la potencia del ciclo CIMA.....	54
Figura 42. Resultado de la prueba T pareada para el torque del banco y el torque del ciclo CIMA.....	54
Figura 43. Área bajo la curva de potencia del ciclo Otto y prueba experimental	56
Figura 44. Área bajo la curva del torque del ciclo Otto y la prueba experimental.....	57
Figura 45. Diferencia de potencia ciclo CIMA y prueba experimental.....	57
Figura 46. Grafica de torque CIMA versus experimental	58

ÍNDICES DE TABLAS

Tabla 1. Valores máximos habituales de régimen y velocidad lineal media del pistón ...	9
Tabla 2. Valores del poder calorífico inferior de combustibles comunes	10
Tabla 3. Valores del poder calorífico inferior de combustibles comunes a 15 °C y 1 atm	11
Tabla 4. Rendimiento efectivo máximo y consumos específicos (referidos a gasolina y gasoil) de distintos tipos de motor	14
Tabla 5. Ecuaciones para el cálculo de ciclo Otto	15
Tabla 6. Ecuaciones de estados y procesos	21
Tabla 7. Variables de ruido de la ciudad de Cuenca	26
Tabla 8. Cronograma de actividades	27
Tabla 9. Presupuesto del proyecto técnico	28
Tabla 10. Requisitos funcionales del sistema	30
Tabla 11. Requerimientos no funcionales del sistema	31
Tabla 12. Especificaciones técnicas del vehículo KIA RIO.....	48
Tabla 13. Datos de potencia obtenidos del banco dinamométrico	51
Tabla 14. Valores de potencia y torque de la prueba experimental y datos del fabricante	52
Tabla 15. Áreas bajo la curva de potencia calculada con el ciclo Otto	55
Tabla 16. Áreas bajo la curva del torque ciclo Otto	56

ÍNDICES DE ECUACIONES

Ecuación (1) Área del pistón	15
Ecuación (2) Cilindrada unitaria.....	15
Ecuación (3) Cilindrada total.....	15
Ecuación (4) Relación de compresión	15
Ecuación (5) Masa de aire en un cilindro	15
Ecuación (6) Cantidad de combustible.....	15
Ecuación (7) Calor de entrada	16
Ecuación (8) Proceso adiabático compresión 1-2.....	16
Ecuación (9) Temperatura 2	16
Ecuación (10) Trabajo durante compresión.....	16
Ecuación (11) Volumen constante del combustible 2-3	16
Ecuación (12) Presión 3.....	16
Ecuación (13) Temperatura 4	16
Ecuación (14) Presión 4.....	16
Ecuación (15) Proceso adiabático - Expansión 3 - 4	16
Ecuación (16) Trabajo neto de salida de ciclo indicado	16
Ecuación (17) Rendimiento indicado	17
Ecuación (18) Presión media indicada	17
Ecuación (19) Potencia indicada	17
Ecuación (20) Eficiencia volumétrica	17
Ecuación (21) Consumo de combustible	17
Ecuación (22) Consumo específico	17
Ecuación (23) Calor de salida.....	17
Ecuación (24) Presión media efectiva	17
Ecuación (25) Expansión isotérmica	18
Ecuación (26) Trabajo realizado.....	19
Ecuación (27) Trabajo realizado.....	19
Ecuación (28) Trabajo realizado.....	19
Ecuación (29) Trabajo realizado.....	19
Ecuación (30) Fase de expansión adiabática	19
Ecuación (31) Expansión adiabática.....	19
Ecuación (32) Calor específico a presión constante	19

Ecuación (33) Calor específico a volumen constante.....	19
Ecuación (34) Fase de compresión isotérmica	19
Ecuación (35) Fase de compresión isotérmica	19
Ecuación (36) Fase de compresión isotérmica	19
Ecuación (37) Fase de compresión isotérmica	19
Ecuación (38) Fase de compresión adiabática.....	20
Ecuación (39) Fase de compresión adiabática.....	20
Ecuación (40) Volumen de la cilindrada	20
Ecuación (41) Grado de compresión	20
Ecuación (42) Calor intercambiado	20
Ecuación (43) Calor intercambiado de salida.....	20
Ecuación (44) La eficiencia térmica	20
Ecuación (45) La eficiencia térmica.....	41
Ecuación (46) La eficiencia térmica	20
Ecuación (47) La eficiencia térmica	20
Ecuación (48) Relación de compresión	21
Ecuación (49) Estado 1	21
Ecuación (50) Estado 2.....	21
Ecuación (51) Estado 3.....	21
Ecuación (52) Estado 4.....	21
Ecuación (53) Estimación del error	55

1. CAPÍTULO I: INTRODUCCIÓN

En los últimos años los motores de combustión han tenido avances tecnológicos en el sector de la automoción, siendo más eficientes con diferentes sistemas auxiliares para adquirir mejores prestaciones. Por este motivo es necesario estudiar los parámetros geométricos, termodinámicos y efectivos de los motores de encendido provocado.

En los motores de combustión interna existe un conjunto de elementos mecánicos que facilita la producción de energía mecánica a partir de las condiciones térmicas y fluidos de trabajo que permiten generar un proceso de combustión. Por tanto, pueden presentar condiciones de funcionamiento variables debido a distintos factores como: tipo de combustible, factores atmosféricos, entre otros (Cornejo & Velásquez, 2020).

Este proyecto se fundamenta en utilizar los parámetros de mayor influencia del MEP para su desempeño para introducirlos en un programa y obtener cálculos numéricos cercanos al desempeño real de los vehículos con motor Otto.

Por otro lado, en Ecuador la elección de un vehículo no está guiada por una directriz técnica sino, que generalmente se basa en el aspecto económico que representa este tipo de proyecto de inversión, sin embargo, se tiene que considerar las características técnicas y de seguridad que ofrecen los motores de encendido provocado (MEP) para cada vehículo, de tal manera que se tiene que hacer un análisis específico de las prestaciones por la gran variedad de vehículos ofrecidos en el mercado y homologados por la ANT, la elección es cada vez más difícil (ANT, 2021).

En la actualidad sigue siendo de interés la investigación de motores de combustión interna, donde los modelos generativos proporcionan buenas aproximaciones para predecir el rendimiento mecánico, energético y ambiental de la máquina. En el caso de la simulación, el diseño de tecnología de control y el análisis de optimización, es importante reducir el costo computacional y el tiempo requerido para resolver el modelo (Oliveros, 2012).

1.1 Problema

La Ingeniería Automotriz está en evolución constante y es responsable de diseñar y mejorar los motores de combustión para lograr que cada vez se realice un mejor trabajo

con un menor esfuerzo y costes, por lo tanto, las metodologías de cálculo de los motores también deberían ir evolucionando para facilitar el análisis de la potencia y el par motor.

El análisis del desempeño mecánico de un motor es un factor importante para entender su funcionamiento; en la actualidad existen diferentes ciclos termodinámicos de motores de combustión interna que permiten obtener parámetros como la potencia y torque mediante cálculos numéricos, como son el ciclo Otto, CIMA y Atkinson; sin embargo, el proceso de cálculo conlleva mucha dedicación de tiempo y recursos (Valencia & Tellez, 2021).

En vista que en la actualidad la industria tiende a la automatización y digitalización de procesos, con el fin de que estos sean más eficientes tanto para el Ingeniero automotriz como para el técnico automotriz, se cree que una alternativa para disminuir el tiempo de procesamiento y errores con el cálculo manual, es evolucionar a la utilización de aplicaciones o programas matemático, que permiten tener resultados más confiables y rápidos de los parámetros de torque y potencia del motor de encendido provocado, así como realizar diferentes comparaciones entre ciclos y llevar a determinar la eficiencia

Para medir el torque y potencia de un motor de combustión interna, es necesario utilizar un banco dinamométrico de rodillos, el mismo que obtiene la potencia en las ruedas motrices de un vehículo. Este método experimental en nuestro país muchas veces resulta ser inaccesible para las personas, ya que no existe una amplia disponibilidad de estos equipos, por lo tanto, nace la necesidad de crear nuevas metodologías para obtener estos parámetros de manera experimental (Consuegra , 2019).

Si bien es cierto, existen ciclos termodinámicos que permiten calcular el desempeño mecánico de los motores, no se dispone de un programa o aplicativo para los cálculos de los ciclos Otto - CIMA y ciclo Atkinson y que a su vez permita una rápida comparación de ellos, es por esto que se propone desarrollar un sistema asequible para obtener la potencia, torque y consumo de manera eficiente.

La herramienta propuesta tiene la ventaja de ser muy fácil de emplear ya que es una interfaz amigable e intuitiva, de tal manera permite realizar estudios paramétricos que los ingenieros, técnicos o estudiantes puedan observar fácilmente las variables de funcionamiento del MEP (Motor de Encendido Provocado) al variar los diversos parámetros de operación, así como hacer diversos análisis mediante comparaciones numéricas y gráficas.

Con el cálculo del torque se podría medir el desempeño que tiene el motor para acelerar a bajas velocidades y que energía está transmitiendo para mover el vehículo y conociendo el valor de la potencia se puede deducir que tan rápido se puede mover un vehículo y también tener una idea del peso que podría transportar.

El no contar con un sistema especializado para el cálculo de parámetros de motores de combustión interna dificulta el proceso y aumenta el tiempo empleado para su desarrollo; por lo que este estudio pretende automatizar todo el desarrollo de los cálculos para agilizar el proceso con resultados fiables.

Tanto en el sector automotriz como la industria ambiental necesitan un modelo que permita una estimación simple y rápida de la potencia, el par, el consumo de combustible y las emisiones contaminantes en función de las características del motor y las condiciones de funcionamiento mínimas para el proceso de combustión. Por lo tanto, este trabajo presenta un modelo simple para satisfacer estas necesidades mediante la predicción de los parámetros de funcionamiento del motor (Oliveros, 2012).

1.2 Importancia y alcance

La importancia de este proyecto radica en proporcionar una alternativa computacional mediante una interfaz amigable e intuitiva que agilice el proceso de cálculo de los ciclos termodinámicos Otto - CIMA y ciclo Atkinson, con el fin de que los estudiantes de ingeniería puedan contar con una herramienta asequible y de fácil disponibilidad, que les permita validar los resultados de los problemas que realicen al estudiar los ciclos termodinámicos.

El alcance de este proyecto se basa en calcular los parámetros de desempeño de un motor de combustión interna mediante una plataforma de programación y cálculo numérico que utiliza diferentes variables de entrada como: el diámetro, carrera del pistón, la relación de compresión, el número de cilindros, la presión atmosférica, el número de revoluciones máximas del motor, entre otras; obteniendo como la salida los valores máximos de potencia, torque y las curvas de comportamiento de estos parámetros, aún más permitiendo un análisis exhaustivo de las características de funcionamiento entre los ciclos: Otto - CIMA y Atkinson.

1.3 Delimitación

El estudio está limitado a la parte académica como experimental para el análisis de motores utilizando los ciclos termodinámicos Otto - CIMA y Atkinson para calcular la potencia, torque de los motores de encendido provocado, utilizando una plataforma de programación y cálculo numérico matemático; se calculará los principales parámetros funcionales del motor como: la potencia, par motor, eficiencia térmica, consumo de combustible y presión media efectiva de los motores. Además, el estudio se centra principalmente de manera práctica en una unidad experimental con motor Otto, formando parte de los vehículos más vendidos en el Ecuador de la subcategoría M1.

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo general

Desarrollar un software de cálculo para los parámetros de torque y potencia de motores de encendido provocado aplicando diferentes ciclos termodinámicos teóricos utilizando una plataforma de programación y cálculo numérico matemático.

1.4.2 Objetivos específicos

- Determinar las variables, los fundamentos teóricos y metodológicos para el cálculo de los parámetros de torque y potencia de motores de encendido provocado, y las variables de programación del software de cálculo numérico.
- Desarrollar la programación de la interfaz para el cálculo de los parámetros de torque y potencia de los motores de encendido provocado, utilizando la extensión App Designer.
- Validar los cálculos de torque y potencia teóricas obtenidas a través del software y los reales obtenidos en una prueba experimental en el banco dinamométrico para un vehículo de turismo subcategoría M1.

2 CAPITULO II: DETERMINACIÓN DE LOS FUNDAMENTOS TEÓRICOS Y METODOLÓGICOS PARA EL CÁLCULO DE LOS PARÁMETROS DE TORQUE Y POTENCIA DE MOTORES DE ENCENDIDO PROVOCADO

2.1 Fundamentos de motores de combustión

El motor de combustión interna es una máquina termodinámica capaz de generar trabajo termodinámico, convirtiendo la energía química proveniente de la combustión controlada de un combustible, en movimiento lineal alternativo, el mismo que a su vez se convertirá en movimiento rotativo. Se denomina motor de combustión interna debido a que dicha combustión se produce dentro de la propia máquina. El término “Ciclo Otto” debe su nombre al ingeniero alemán Nicolaus August Otto, quien en 1876 presentó en Alemania la patente “Gasmotor” (Payri P. F., 2011).

2.2 Ciclos Termodinámicos del Motor Otto

Un ciclo termodinámico está conformado por una serie de procesos, que parten de un punto o situación inicial, y a través de la evolución de determinadas magnitudes regresará al punto inicial. Durante el proceso termodinámico a través del MCI, el fluido de trabajo se encuentra sometido a una serie de estados químicas y físicas tales como: compresión, combustión, expansión, transferencia de calor, rozamientos, entre otros que constituyen el ciclo del motor (Cerón & Mosquera, 2017).

2.2.1 Ciclo Termodinámico Ideal

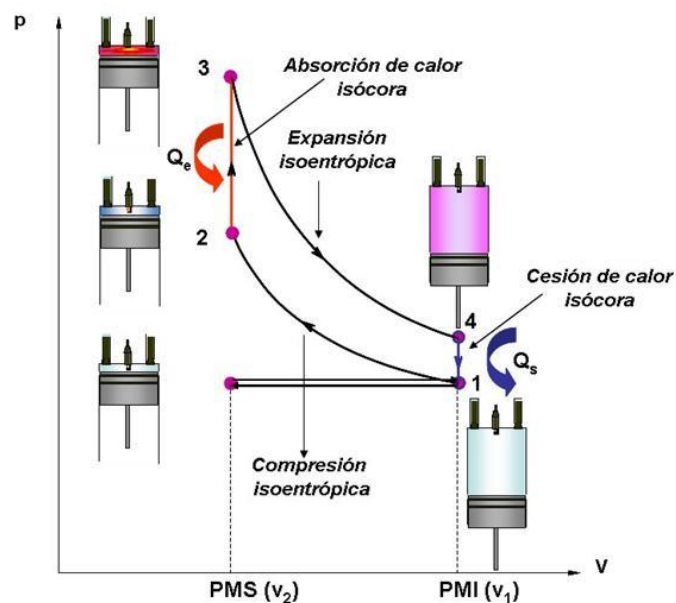
Las pérdidas de trabajo y calor para los vehículos pertenecientes a la subcategoría M1 son comunes, pero el ciclo termodinámico teórico o ideal es un esquema explicativo en el que se formulan una serie de teorías básicas en relación con la teoría de los ciclos de funcionamiento, a través de cálculos sencillos, de fundamental importancia parámetros como el trabajo o la eficiencia del ciclo (ver Fig. 1).

- 1-2: (Compresión adiabática). En este proceso, el gas o fluido de trabajo se comprime adiabáticamente desde el volumen (V_1) al volumen (V_2); la temperatura se eleva de (T_1) a (T_2). El trabajo realizado por el gas comprende el área bajo la curva 1 - 2.

- 2-3: (Absorción de calor isocórica). Durante este proceso ocurre la combustión y se libera la energía térmica (Q_e), aumentando la presión y la temperatura drásticamente.
- 3-4: (Expansión isoentrópica). El gas se expande adiabáticamente, haciendo que la temperatura descienda desde (T_3) a (T_4).
- 4-1: (Cesión de calor isocórica). En este proceso la energía térmica del gas (Q_s) disminuye a medida que decrece la presión a volumen constante como producto de la apertura de la(s) válvula(s) de escape; en este proceso no se genera trabajo.
- PMI - PMS: Los gases residuales son expulsados a presión atmosférica, disminuyendo el volumen desde (V_1) a (V_2).
- PMS - PMI: Se introduce un nuevo fluido o gas de trabajo a presión atmosférica, aumentando el volumen desde (V_2) a (V_1). El mismo ciclo se repetirá posteriormente (Cerón & Mosquera, 2017).

Figura 1.

Ciclo Termodinámico Otto.



Tomado de: (Cerón & Mosquera, 2017).

2.2.2 Ciclo Termodinámico Real

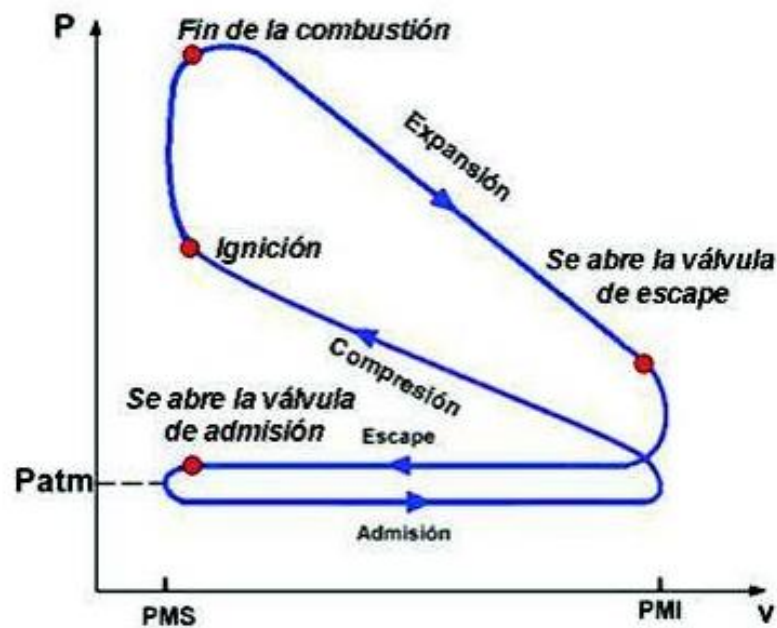
Un ciclo termodinámico real, es aquel que muestra las condiciones efectivas de funcionamiento de un motor de combustión, y al ser representado en un diagrama presión volumen (P - V), es denominado diagrama indicado. En la Figura 2 se puede apreciar un

ejemplo de ciclo real, las diferencias que son notorias en comparación con el ciclo ideal mismas que dependen de algunas variables, entre ellas se pueden citar:

- Pérdidas de calor
- Tiempo de apertura y cierre de válvulas de admisión y escape
- Combustión no instantánea (adelanto de encendido)
- Pérdidas por bombeo

Figura 2.

Ciclo Termodinámico Real.



Tomado de: (Cerón & Mosquera, 2017).

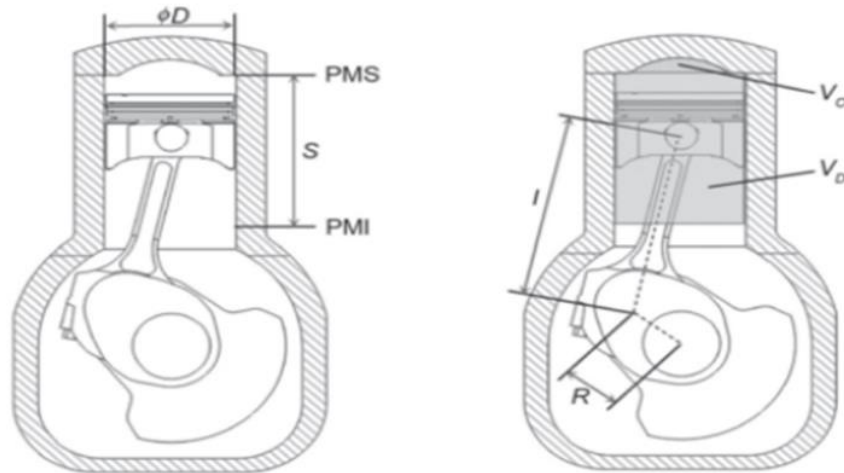
2.3 Parámetros geométricos:

A continuación, se detallan los parámetros geométricos del motor (ver Fig. 3):

- Diámetro del cilindro (D).
- Carrera (S); Distancia que recorre el pistón entre el PMS y el PMI.
- Relación carrera-diámetro (S/D). Por lo general, es menor cuanto más rápido es el motor. A los motores con $S/D = 1$ se les denomina cuadrados y a los que tienen $S/D < 1$ super cuadrados.
- Cilindrada unitaria: que es el volumen desplazado por el pistón en una carrera
- Volumen de la cámara de combustión (V_C).

Figura 3.

Parámetros geométricos de los MCIA.



Tomado de: (Domínguez, 2015).

- Relación de compresión, (r_c)
- Longitud de la biela (l).
- Longitud de la manivela (R): longitud del brazo del cigüeñal. Coincide con la mitad de la carrera (S).
- Relación biela-manivela (l/R).

Otros parámetros: la geometría de las válvulas, número de válvulas por cilindro, la longitud de los colectores de admisión y de escape, el diafragma de la distribución, entre otros (Domínguez, 2015).

2.3.1 Longitud de la biela

La biela es una barra articulada en sus extremos que une el bulón del pistón con la muñequilla del cigüeñal. Suele ser conveniente que la longitud entre sus centros sea mínima, para reducir la altura del motor, pero ha de evitarse la colisión de la falda del pistón con el cigüeñal en PMI.

2.3.2 Sección del Pistón

La sección transversal del pistón o émbolo que desliza en el interior del cilindro generalmente expresada en milímetros.

2.3.3 Volumen de Combustión

Es el volumen en el cilindro cuando el pistón se encuentra en el PMS y por tanto es el volumen mínimo que se alcanza durante la compresión de los gases.

2.4 Parámetros De Funcionamiento

Los parámetros básicos de un motor que permiten definir su estado operativo a partir de variables experimentales son los siguientes: régimen y velocidad lineal media del pistón.

2.4.1 Régimen de giro del motor

El régimen de giro del motor, n , es el número de revoluciones por unidad de tiempo y determina la frecuencia de repetición del ciclo de trabajo. Constituye uno de los grados de libertad del motor para dar potencia.

2.4.2 Velocidad lineal media del pistón

Uno de los parámetros importantes desde la vista de diseño es la velocidad media del pistón, ya que influye en la vida útil del mismo, cuando más rápido gira el motor el pistón se desplaza más rápido y esto incrementa el desgaste.

Los motores de mayor tamaño suelen girar a menor régimen de giro, pero tienen mayor S , de modo que el rango de variación de C_m está mucho más acotado que el del régimen de giro, como se aprecia en la Tabla 1.

Tabla 1.

Valores máximos habituales de régimen y velocidad lineal media del pistón.

Motor MEP	n [rpm]	c_m [m/s]	Motor MEC	n [rpm]	c_m [m/s]
Competición (F1)	18000	25	Automóvil	5000	15
4T Motocicletas	13500	19	Industrial / Vehículo pesado	2200	13
Automóvil	7500	20			
2T Pequeño tamaño	20000	19	2T gran tamaño	200	8

Tomado de: (Payri P. F., 2011).

2.4.3 Grado de Carga

El grado de carga cuantifica, en general, lo que proporciona el motor comparado con el máximo que puede dar. Aplicado a la potencia, es la proporcionada en unas determinadas condiciones de funcionamiento, con respecto al máximo posible del motor a ese mismo régimen y es usual.

En los motores de encendido por compresión (MEC), el grado de carga varía inyectando más o menos combustible, modificando el dosado o la relación entre la masa de combustible y aire, denominada dosado. Por otra parte, en los motores MEP convencionales, el grado de carga varía cerrando la válvula de mariposa en la admisión, el gasto de mezcla admitida disminuye (regulación cuantitativa), pues a través de ella la presión cae, mientras que la temperatura queda prácticamente inalterada.

2.4.4 Gasto de combustible y poder calorífico

Los motores basan su funcionamiento en el proceso de combustión, cuyo resultado es la liberación de la energía contenida en los enlaces químicos en forma de energía térmica, lo que permite al motor obtener trabajo mecánico (Payri P. F., 2011).

El poder calorífico de un combustible depende de su composición química; en la Tabla 2 se muestran los valores de algunos combustibles habituales.

Tabla 2.

Valores del poder calorífico inferior de combustibles comunes.

Combustible	H_2	Gas Natural	Propano	Gasolinas	Gasóleos	Fuel-oil	Etanol
PCI [MJ/kg]	121	45-47.7	46.4	42.7-43.5	42.5-43	>39.7	26.9

Tomado de: (Payri P. F., 2011).

Finalmente hay que tener en cuenta que en la mayoría de las aplicaciones el PCI viene expresado en energía por unidad de masa de combustible. Sin embargo, si se trata de un gas, la variable realmente significativa puede ser el volumen del combustible y no su masa.

Tabla 3.

Valores del poder calorífico inferior de combustibles comunes a 15 °C y 1 atm.

Combustible	H ₂ (gas)	Gas natural (gas)	Propano (gas)	Gasolina	Gasóleos	Fuel-oil	Etanol
PCI [MJ/kg]	10×10^{-3}	$30,6 \times 10^{-3}$ $-32,4 \times 10^{-3}$	$88,6 \times 10^{-3}$	29-29,6	36-36,4	>37,7	21,2

Tomado de: (Payri P. F., 2011).

2.4.5 Dosado

Es la relación de aire-combustible que puede tener diferentes mezclas para tratar de obtener una estequiometría de la combustión y que se puedan dar combustión con distintas proporciones de oxígeno y de combustible (Payri P. F., 2011).

Cuando todo el oxígeno y todo el combustible reaccionan sin que quede nada de reactivos, se tiene el dosado estequiométrico o químicamente correcto.

2.4.6 Recirculación de Gases de Escape

Una técnica que se ha popularizado mucho en los motores para reducir las emisiones de óxidos de nitrógeno (NO_x) es el empleo de lo que se conoce como EGR y que consiste en recircular parte de los gases de escape a la admisión, lo que reduce las temperaturas máximas de combustión y la fracción de oxígeno, y por tanto los NO_x.

Puede demostrarse que la tasa de EGR así definida es equivalente (salvo matices de escaso impacto) al cociente de las concentraciones de dióxido de carbono existentes en la admisión y el escape de los motores (Payri P. F., 2011).

2.4.7 Presión de Admisión

La presión en el colector de admisión P_{col} es un parámetro clave para el llenado del cilindro; de hecho, se ha visto cómo en los MEP su reducción permite controlar el grado de carga del motor (Payri P. F., 2011).

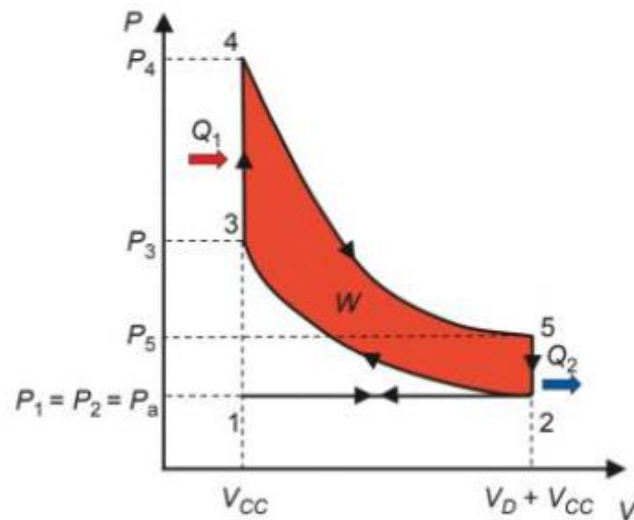
2.5 Parámetros termodinámicos y efectivos

Los parámetros indicados reciben su nombre del diagrama de indicador, que representa la evolución de la presión instantánea en cámara a lo largo del ciclo de trabajo en función

del volumen del cilindro. El ciclo de trabajo de un motor de cuatro tiempos se suceden una serie de evoluciones termodinámicas que dan lugar a dos lazos: el de alta presión, marcado con el signo positivo (ver Fig. 4), y el de baja presión, marcado con el signo negativo. El lazo de baja presión se denomina de bombeo, pues es causado por la necesidad de bombear los gases para ser renovados.

Figura 4.

Ciclo de trabajo indicado de un motor de cuatro tiempos.



Tomado de: (Valdez & Giraldo, 2020).

2.5.1 Trabajo indicado

Es el trabajo indicado o trabajo positivo se obtiene del rendimiento termodinámico y debe ser mayor al trabajo de bombeo asociado a las pérdidas de fricción y el trabajo resistente de los elementos para que el motor pueda entrar en funcionamiento. El trabajo indicado coincide con el trabajo realizado, si se asume presión constante en la otra cara del pistón. Como se ha indicado, es un trabajo positivo generado por los gases sobre el pistón gracias a que durante el proceso de combustión y expansión la presión en la cámara es superior a la de la compresión (Payri P. F., 2011).

2.5.2 Potencia indicada

Se corresponde al trabajo indicado por unidad de tiempo que el motor desarrolla en el interior de las cámaras de combustión durante el proceso de combustión (González & Fernández, 2011).

2.5.3 Rendimiento indicado

Es la relación entre la potencia indicada desarrollada por el motor y la potencia térmica del combustible.

2.5.4 Presión media indicada

Se denomina presión media indicada, p_{mi} , a aquella presión constante que durante la carrera de expansión produciría un trabajo igual al trabajo indicado.

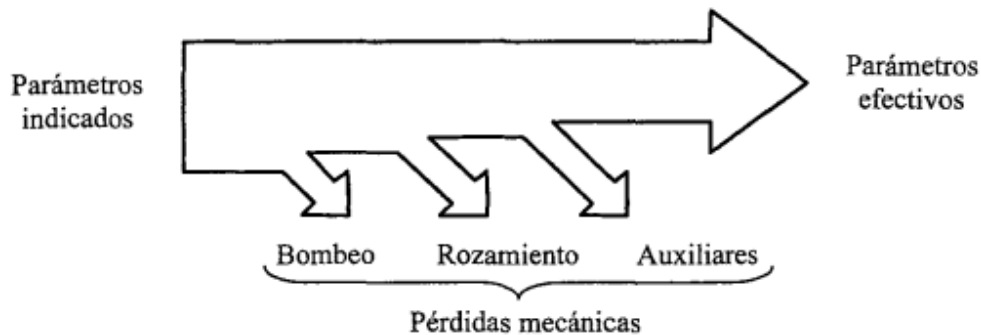
La potencia indicada del motor resulta pues directamente proporcional a la p_{mi} , a la cilindrada total V_t , al régimen de giro n y al tipo de ciclo i .

2.5.5 Pérdidas mecánicas

Durante el ciclo de funcionamiento los motores de combustión poseen pérdidas que reducen su eficiencia energética como se representa (ver Fig. 5), el trabajo indicado no está disponible en el eje del motor, sino que existen una serie de pérdidas de energía cuyo resultado es un trabajo efectivo (en el eje) menor que el indicado (Payri P. F., 2011).

Figura 5.

Desglose de pérdidas mecánicas en un motor.



Tomado de: (Payri P. F., 2011).

2.6 Parámetros Efectivos

Se refieren al eje del motor y por tanto incluyen el ciclo cerrado, el bombeo y las pérdidas por fricción y auxiliares. Son habituales los que se relacionan a continuación. Par efectivo es el par mecánico medio (M_e) que el motor ejerce por medio de su eje hacia el exterior.

2.6.1 Potencia efectiva

Expresa la potencia real del motor a partir del par efectivo que el motor entrega al régimen de giro. Así, se suele denominar potencia específica a la potencia máxima por unidad de cilindrada [kW/l], o por unidad de peso [kW/kg] y si el espacio disponible para el motor es exiguo (Domínguez, 2015).

2.6.2 Trabajo Efectivo

El trabajo efectivo es el trabajo que realmente dispone el eje del motor con todas las pérdidas mecánicas. La Tabla 4 muestra valores representativos del rendimiento efectivo de distintos tipos de motor de tecnología actual.

Tabla 4.

Rendimiento efectivo máximo y consumos específicos (referidos a gasolina y gasoil) de distintos tipos de motor.

Motor MEP	η_e [%]	g_{ef} [g/kWh]	Motor MEC	η_e [%]	g_{ef} [g/kWh]
Motocicletas	32	260	Automóvil (IDI)	35	240
4T Automóvil	35	240	Automóvil (DI sobrealimentado)	44	190
			Industrial/Vehículo pesado	47	180
2T pequeño tamaño	25	335	2T gran tamaño	55	150

Tomado de: (Payri P. F., 2011)

2.6.3 Rendimiento Mecánico

El rendimiento mecánico indica la eficiencia que tiene un motor de combustión, teniendo en cuenta las pérdidas mecánicas.

2.6.4 Presión Media Efectiva

Por analogía con la p_{mi} se define la presión media efectiva, p_{me} , como una presión constante que durante la carrera de expansión produciría un trabajo igual al trabajo efectivo, con lo que se puede escribir:

2.6.5 Consumo Específico

La expresión del rendimiento efectivo que se ha definido proporciona la información necesaria para evaluar la eficiencia de un motor; sin embargo, por razones históricas, otra forma de definir el rendimiento es lo que se conoce como consumo específico.

2.7 Fórmulas para el cálculo de parámetros de ciclo Otto

En la Tabla 5 se indican las fórmulas para realizar el cálculo de los parámetros de un motor de ciclo Otto.

Tabla 5.

Ecuaciones para el cálculo de ciclo Otto

Referencia	Ecuación	Descripción
(Payri & Desantes, 2011)	(1) Área del pistón $A_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$	Donde: A_p : Área del pistón D^2 : Diámetro al cuadrado
(Payri & Desantes, 2011)	(2) Cilindrada unitaria $V_D = A_p \cdot S$	Donde: V_d : Cilindrada unitaria A_p : Área del pistón S : Carrera
(Payri & Desantes, 2011)	(3) Cilindrada total $V_T = z \cdot V_D$	Donde: V_T : Cilindrada total z : Número de cilindros V_d : Cilindrada unitaria
(Payri & Desantes, 2011)	(4) Relación de compresión $r = \frac{V_D + V_{CC}}{V_C}$	Donde: V_D : Volumen de cada cilindro en m^3 . r_c : Relación de compresión. V_C : Volumen de la cámara de combustión en cada cilindro en m^3 .
(Payri & Desantes, 2011)	(5) Masa de aire en un cilindro $m_a = \frac{p_1 \cdot V_d}{R \cdot T_1}$	Donde: m_a : Masa del aire en kg. p_1 : Presión en el cilindro cuando se encuentra en el PMI en kPa. V_d : Volumen de Cilindrada unitaria. R : Constante del gas 287 J/kg. K T_1 : Temperatura del aire en K.
(Domínguez, 2015)	(6) Cantidad de combustible $m_f = \frac{m_a}{14,7 \cdot \lambda}$	Donde: m_a : masa de aire en kg. m_f : masa de combustible en kg. λ : lambda.

(Domínguez, 2015)	(7) Calor de entrada $Q_{in} = m_f \cdot PCI$	Donde: Q_{in} : Calor que ingresa en kJ. PCI: poder calorífico en kJ/kg. m_f : Cantidad de combustible.
(Domínguez, 2015)	(8) Proceso adiabático compresión 1-2 $r = \frac{C_p}{C_v}$	Donde: C_p : Calor específico a Presión constante C_v : Calor específico a volumen constante
(Domínguez, 2015)	(9) Temperatura 2 $T_2 = (T_1) * (R_c)^{1.4-1}$	Donde: T1: Temperatura 1 Rc: Relación de Compresión
(Domínguez, 2015)	(10) Trabajo durante compresión $W_{1-2} = -m_a * c_v * (T_2 - T_1)$	Donde: W_{1-2} : Trabajo (1-2) m_a : Masa del aire en kg. C_v : Calor específico a volumen constante T2: Temperatura 2 T1: Temperatura 1
(Domínguez, 2015)	(11) Volumen constante del combustible 2-3 $Q_{2-3} = m_a * c_v * (T_3 - T_2)$	Donde: m_a : masa de aire en kg. C_v : Calor específico a volumen constante T3: Temperatura 3 T2: Temperatura 2
(Gordon, 1999)	(12) Presión 3 $P_3 = \frac{T_3}{T_2} * \frac{V_2}{V_3} * P_2$	Donde: P3: Presión 3 T3: Temperatura 3 T2: Temperatura 2 V2: Volumen 2 V3: Volumen 3 P2: Presión 2
(Gordon, 1999)	(13) Temperatura 4 $T_4 = T_3 * (r_c)^{-0.4}$	Donde: T4: Temperatura 4 T3: Temperatura 3 Rc: Relación de Compresión
(Gordon, 1999)	(14) Presión 4 $P_4 = P_3 * (r_c)^{-1.4}$	Donde: P3: Presión 3 Rc: Relación de Compresión
(Gordon, 1999)	(15) Proceso adiabático - Expansión 3 - 4 $W_{3-4} = -m_a * c_v * (T_4 - T_3)$	Donde: W_{3-4} : Trabajo 3-4 C_v : Calor específico a volumen constante T4: Temperatura 4 T3: Temperatura 3
(Gordon, 1999)	(16) Trabajo neto de salida de ciclo indicado $W_{neto} = W_{1-2} + W_{2-3}$	Donde: W_{neto} : Trabajo neto W_{1-2} : Trabajo (1 - 2) W_{3-4} : Trabajo 3 - 4

(Gordon, 1999)	(17) Rendimiento indicado $N_{\text{indicado}} = \frac{W_{\text{neto indicado}}}{Q_{2-3}}$	Donde: η_i : Rendimiento Indicado W_i : Trabajo Indicado Q_{2-3} : <i>Proceso Isocorico</i>
(Gordon, 1999)	(18) Presión media indicada $p_{mi} = \frac{W_i}{V_D}$	Donde: p_{mi} : Presión media indicada W_i : Trabajo Indicado V_d : Cilindrada unitaria
(Gordon, 1999)	(19) Potencia indicada $N_i = i n W_i$	Donde: N_i : Potencia Indicada i : número de ciclos por vuelta
(Gordon, 1999)	(20) Eficiencia volumétrica $n_v = \frac{\dot{m}_a}{\rho V_D}$	Donde: \dot{m}_a : masa de aire en kg. n_v : rendimiento Volumetrico
(Payri & Desantes, 2011)	(21) Consumo de combustible $\text{Consumo}_{\text{ind}} = m_f * \frac{n}{120} * z$	Donde: $\text{Consumo}_{\text{ind}}$: Consumo Indicado m_f : masa de combustible en kg. n : régimen de giro del motor, rpm. z : <i>número de cilindro</i>
(Payri & Desantes, 2011)	(22) Consumo específico $\text{Consumo}_{\text{específico}} = \frac{\text{Consumo}_{\text{ind}}}{W_{\text{ind}}}$	Donde: $\text{Consumo}_{\text{ind}}$: Consumo Indicado W_i : Trabajo indicado
(Payri & Desantes, 2011)	(23) Calor de salida $Q_4^1 = m_a * c_v * (T_1 - T_4)$	Donde: Q_4^1 : Calor de salida \dot{m}_a : Masa del aire en kg. C_v : Calor específico a volumen constante
(Payri & Desantes, 2011)	(24) Presión media efectiva $p_{me} = \frac{W_e}{V_T} = \frac{N_e}{i n V_T}$	Donde: p_{me} : <i>Presión media efectiva</i> W_e : Trabajo efectivo V_T : Cilindrada total N_e : Potencia efectiva i : número de ciclos por vuelta. n : régimen de giro del motor, rpm. V_T : Cilindrada total

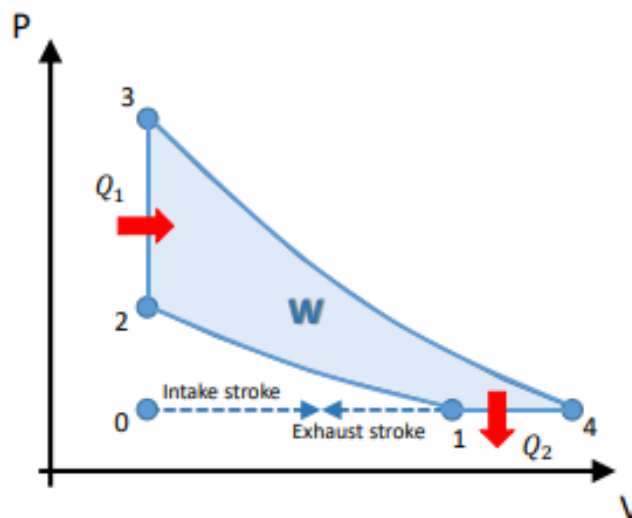
2.8 Ciclo Termodinámico Atkinson

Es un ciclo termodinámico que fue inventado por James Atkinson en 1882, poco después de que se inventara el ciclo de Otto en 1876. En los ciclos Otto y Diésel, cuando ocurre la expansión y el pistón alcanza su PMI, hay más presión en el cilindro que la presión atmosférica; se puede obtener trabajo adicional del modelo original si la expansión se extiende a la presión atmosférica. El ciclo Atkinson se caracteriza por la extensión de la

expansión adiabática hasta la línea de presión atmosférica, un ciclo que realiza compresión y transferencia de calor como el ciclo Otto, pero a diferencia de este, la expansión se extiende hasta la línea de presión atmosférica. Debido al alargamiento de la expansión adiabática en comparación con el ciclo Otto, la carrera de expansión del pistón debe ser mayor que la carrera de compresión, lo que no es posible en los sistemas de manivela convencionales donde la carrera de expansión es la misma que la carrera de compresión. El mecanismo se basa en la eliminación de bielas y su sustitución por émbolos controlados por levas; son los llamados motores de ciclo k que logran una mayor eficiencia debido a los mayores niveles de compresión alcanzados, lo que resulta en un mayor rendimiento termodinámico (Sagastume, 2016).

Figura 6.

Diagrama p/V del ciclo de Atkinson.



Tomado de: (León & Maldonado, 2021).

Expansión isotérmica. Aporte de calor a temperatura constante.

Esta forma de calentamiento no aumenta la temperatura del fluido, sino que aumenta el volumen y disminuye la presión.

$$P_1 * V_1 = P_2 * V_2 \quad (25)$$

Donde: P_1 , es Presión 1. V_1 , Volumen 1. V_2 , Volumen 2. P_2 , Presión 2.

El fluido se expande entregando trabajo al exterior, pero sin cambios en su energía interna.

$$Q_2 = P * dV \quad (26)$$

Donde: Q_H , Trabajo realizado. P, Presión.

$$Q_2 = \frac{R * T * dV}{V} \quad (27)$$

Donde: Q_H , Trabajo realizado, T, Temperatura. V, Volumen.

$$Q_2 = R * T * \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) \quad (28)$$

$$Q_2 = R * T - \ln\left(\frac{P_1}{V_2}\right) \quad (29)$$

Donde: Q_H , Trabajo realizado. T, Temperatura. V, Volumen. P_1 , Presión 1, V_1 , Volumen 1, V_2 , Volumen 2.

Fase de expansión adiabática

$$P_3 * V_3 = R * T_3 \quad , \quad P_2 * V_2 = R * T_2 \quad (30)$$

$$K = \text{expansión adiabática} = \frac{C_p}{C_v} = 1.4 \quad (31)$$

$$C_p = 0.24 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kgm} * ^\circ\text{K}} \quad (32)$$

Donde: C_p , Calor específico a presión constante. Kcal, kilocaloría.

$$C_v = 0.1714 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kgm} * \text{K}} \quad (33)$$

Donde: C_v , Calor específico a volumen constante. Kcal, kilocaloría.

$$P_3 * V_3 = P_2 * V_2 \quad (34)$$

Fase de compresión isotérmica. compresión isotérmica. Sustracción de calor

$$P_4 * V_4 = P_3 * V_3 \quad (35)$$

$$Q^l = R * T * \ln\left(\frac{P_4}{P_3}\right) \quad (36)$$

$$Q_l = R * T * \ln\left(\frac{V_3}{V_4}\right) \quad (37)$$

Fase de compresión adiabática

$$P_1 * V_1 = R * T_1 \rightarrow P_4 * V_4 = R * T_4 \quad (38)$$

$$P_1 * V_1^k = P_4 * V_4^k \quad (39)$$

Volumen de la cilindrada

$$V_c = \frac{\pi * D^2 * L_{recorrida}}{4} \quad (40)$$

Grado de compresión

$$G_c = \frac{\text{Volumen cilindrada} + \text{Camara de compresión}}{\text{cámara de compresión}} \quad (41)$$

Ecuación de energía para la recepción de Ecuación de energía para la recepción de calor.

$$Q^{entr} = C_v (T^3 - T^2) \frac{Btu}{lb} \quad (42)$$

Donde: Q^{entr} , Calor intercambiado. C_v , Calor específico a volumen constante. Btu, unidad de energía.

En forma análoga, el calor desechado durante la expansión reversible a volumen constante es:

$$Q_{rech} = C_v (T_4 - T_1) \frac{Btu}{lb} \quad (43)$$

Donde: Q_{rech} , Calor intercambiado de salida. C_v , Calor específico a volumen constante. Btu, unidad de energía.

La eficiencia térmica

$$N = \frac{W}{Q_{entr}} = \frac{Q_{entr} - Q_{rech}}{Q_{entr}} \quad (44)$$

Sustituyendo en la ecuación nos queda

$$Q_{entr} = 1 - \frac{C_v(T_4 - T_1)}{C_v(T_3 - T_2)} \quad (45)$$

$$Q_{entr} = 1 - \frac{(T_1 - T_1)(T_4 - T_1)}{(T^2 - T^2)(T^3 - T^2)} = 1 - \frac{T_1((T_4 - T_1) - 1)}{T^2((T^3 - T^2) - 1)} \quad (46)$$

$$Q_{entr} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \quad (47)$$

Relación de compresión

$$R_{compr} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{T_2}{T_1} \quad (48)$$

2.9 Ciclo termodinámico Otto - CIMA.

Desarrollado por el Dr. José Ignacio Huertas Cardozo del Centro de Investigación en Mecatrónica Automotriz CIMA, este modelo termodinámico toma en cuenta la segunda ley de la termodinámica, la cual nos dice que solo una determinada cantidad de sustancia se puede convertir en trabajo, limitando la importancia de la primera ley. El modelo Otto - CIMA parte del estado 2 y determina las propiedades del estado 3 en un proceso de combustión adiabática a volumen constante usando la ecuación de conservación de energía y la segunda ley de la termodinámica (Montúfar & Padilla, 2017).

Tabla 6.

Ecuaciones de estados y procesos.

Estado	Temperatura	Presión	Referencia
1	$T_1 = T_{atm}$	$P_1 = P_{atm}$	(49)
2	$\eta_{2nd} = \frac{u_2 - u_1}{u_2 - u_1}$ $u_2 = u('Air'; T = T_2)$	$P_2 * Ve_2 = 0,287 * T_2$	(50)
3	<i>Obtenido del GASEQ por medio del factor lambda</i>	$P_3 = P_2 * \frac{T_3}{T_2}$	(51)
4	$\eta_{2nd} = \frac{u_4 - u_3}{u_4 - u_3}$ $u_4 = u('Air'; T = T_4)$	$P_4 * Ve_4 = 0,287 * T_4$	(52)

Tomado de: (Montúfar & Padilla, 2017).

2.10 Plataforma Matlab

Matlab es una plataforma de programación orientada al cálculo numérico, además integra diversas funciones de procesamiento numérico, análisis de señales, cálculo con matrices, además, integra un entorno gráfico para poder crear aplicaciones, donde se puede resolver problemas y dar solución simplemente con una codificación escrita de forma matemática. Matlab es el programa de cálculo numérico utilizado por muchos de los científicos e

ingenieros para el procesamiento de datos, creación de algoritmos y formulación de simples modelo y complejos (The MathWorks, 2022).

Además, Matlab, incluye entornos como Simulink (plataforma de simulación), App Designer (editor de interfaz de usuario) y adicional a esto se puede adicionar las funcionalidades de Matlab con las instrumentales (toolboxes), y el entorno de Simulink con la aplicación de sistemas de bloque (blocksets).

Matlab es un entorno de programación basado en matrices sin tamaño que le permite resolver muchos problemas numéricos en una fracción de segundo. Los algoritmos se pueden escribir de manera similar a los lenguajes de programación Visual Basic, Python, C, o Fortran y además las soluciones de los problemas pueden ser expresada de manera gráfica interactiva (Silva Acuña, 2016).

2.10.1 App Designer

App Designer es un complemento de Matlab que permite crear aplicaciones profesionales sin necesidad de ser un desarrollador de software profesional. El entorno es amigable solo se necesita arrastrar y colocar los componentes visuales se puede crear el diseño de la interfaz gráfica de usuario (GUI) y con el editor integrado de código se programa rápidamente el comportamiento de la aplicación que puede ser compilada como una aplicación Windows o aplicación Web.

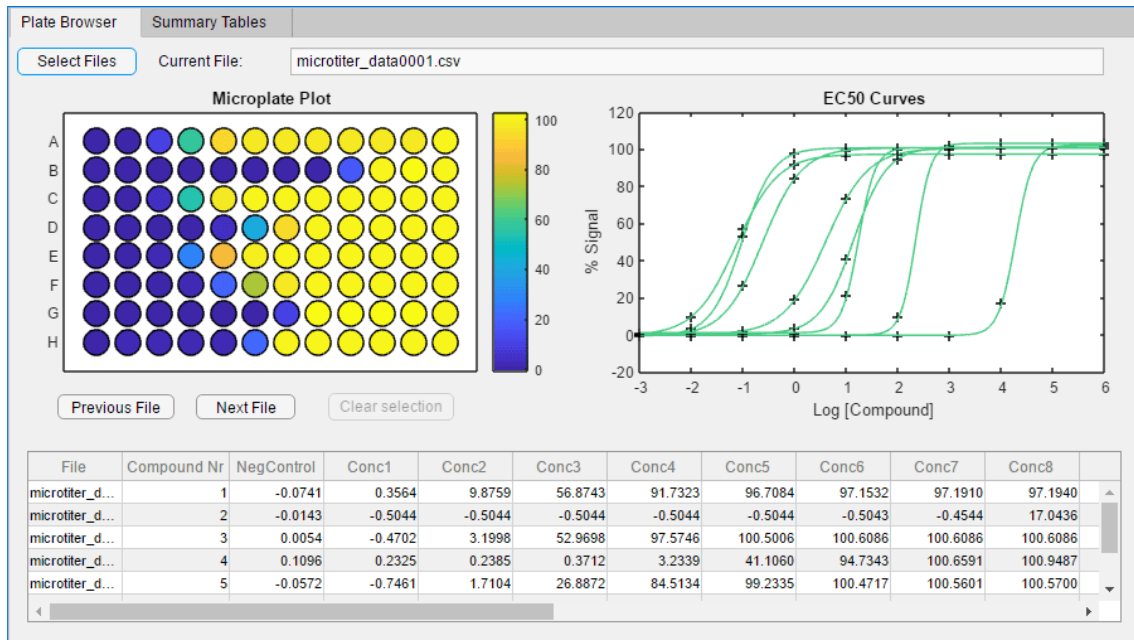
Esta nueva herramienta pretende seguir la tendencia de disminuir el tiempo empleado para crear interfaces, también como facilitar su diseño. En este sentido, cabe señalar que en este entorno de trabajo se mejora el modo de programación respecto al manual utilizado anteriormente (GUIDE), ya que proporciona el acceso a las características de los componentes, partes, declarando callbacks o patrones de intercambio de información entre estos componentes (The MathWorks, 2022).

2.11 Banco dinamométrico para motores de Ciclo Otto

El banco dinamométrico es un equipo que fue diseñado para poder prevenir, localizar e investigar potenciales averiarías en el vehículo. Su principal función del equipo es poder determinar el par y la potencia en función al régimen del giro del motor, para poder representar lo de manera gráfica y numéricamente (Feijo Agila & García García, 2016).

Figura 7.

Interfaz gráfico aplicaci3n de App Designer.



Tomado de: (The MathWorks, 2022).

2.11.1 Banco dinam3mtrico de rodillos

Figura 8.

Banco dinam3metro de rodillos.



Tomado de: (Saenz, 2022).

En este tipo de banco se realiza la prueba de medición de potencia y el torque la prueba se realiza con los regímenes de giro de las ruedas a unos de los rodillos que va acoplado a una plataforma en el cual va a estar el vehículo. También uno de los usos más empleado de este tipo de banco es para la verificación de niveles de emisiones contaminantes de los vehículos, ya que por medio de una simulación de carga, aceleración y velocidad se puede imitar la forma típica de conducir para una región determinada (Feijo Agila & García García, 2016).

Para este tipo de pruebas dinamométricas se la realizo bajo la norma ISO 1585. Esta norma se aplica únicamente a los motores de combustión interna sobrealimentados o de aspiración natural para vehículos ligeros y pesados (ISO 1585, 2020).

3 CAPÍTULO III: MARCO METODOLÓGICO

La metodología que se utilizara para el análisis y desarrollo del proyecto es el método exploratorio, que se utiliza para recoger, organizar y analizar la información sobre el estudio y cálculo de motores de combustión interna, para luego presentar y generalizar los resultados obtenidos mediante diferentes técnicas para adquirir información.

El estudio exploratorio realizado permitirá obtener la información para el diseño del interfaz en la plataforma de programación y cálculo numérico.

Mediante el entorno gráfico App desginer se diseñará e implementara la interfaz para calcular la potencia y el torque de motores de combustión interna de ciclos Otto, CIMA y Atkinson, estos resultados se corroborarán con datos obtenidos mediante pruebas experimentales.

Para la validación de los resultados del desempeño mecánico que se obtengan con el programa de los modelos termodinámicos Otto, CIMA y Atkinson se comparan con los datos obtenidos mediante un dinamómetro automotriz y aplicando el software Minitab. Se realizará el análisis de la correlación de Pearson que indica si existe o no relación entre los datos, también se empleara la agrupación de Tukey que detalla la correlación que poseen dos o más muestras formando una misma agrupación (Torres & Ayala, 2017).

También se validará los datos mediante la prueba estadística t de Student que mide si existe diferencia entre las medias de dos grupos que posean una distribución normal con un nivel de significancia del 0.05 válida para investigaciones de campo (Valencia & Soleimán, 2021).

3.1 Factores no controlables para el cálculo de motores

En la Tabla 7 se muestra los factores no controlables, es decir aquellos que no se pueden controlar a la hora de realizar el proceso de experimentación, por ejemplo, factores ambientales en el lugar del estudio. Según (meteoblue, 2022) en la ciudad de Cuenca se tiene una temperatura de 22°C y una presión atmosférica de 73.24 kPa (Puzhi & Zhinin, 2014), estos valores considerados en el día de estudio.

Tabla 7.*Variables de ruido de la ciudad de Cuenca*

Variable de ruido	Unidad
Presión de entrada (Cuenca)	73.24 kPa = 0.7324 bar
Temperatura (Cuenca)	22 °C

Tomado de: *(meteoblue, 2022).*

3.2 Cronograma

El cronograma presentado en la tabla 8, representan las actividades a realizarse durante el desarrollo del proyecto técnico con un total de 400 horas.

Tabla 8.

Cronograma de actividades.

CRONOGRAMA DE TRABAJO																		
Título del proyecto: "DISEÑO DE UNA INTERFAZ DE CÁLCULO MATEMÁTICO PARA PREDECIR PARÁMETROS DE TORQUE Y POTENCIA EN MOTORES DE ENCENDIDO PROVOCADO UTILIZANDO PLATAFORMA MATLAB".											Institución: Universidad Politécnica Salesiana							
Responsable del proyecto: Geancarlo Espinosa, Wesley Aguirre											Fecha: 31/07/2022							
ACTIVIDADES	MESES																	
	Octubre		Noviembre				Diciembre				Enero				Febrero			
	Sem 3	Sem 4	Sem 1	Sem 2	Sem 3	Sem 4	Sem 1	Sem 2	Sem 3	Sem 4	Sem 1	Sem 2	Sem 3	Sem 4	Sem 1	Sem 2	Sem 3	Sem 4
FASE 1: Planteamiento del problema																		
Recolección de información bibliográfica	5h	5h	5h	5h														
Capacitación de Software	5h	5h	5h	5h														
Estructura del diseño del proyecto	5h	5h	5h	5h														
Cotización de precios	5h	5h	5h	5h														
Presentación y Revisión (Avance)	2h	2h	2h	2h														
FASE 2: Desarrollo																		
Revisión Bibliográfica					8h	8h	8h	8h	8h	8h	8h							
Elaboración del estado del arte					8h	8h	8h	8h	8h	8h	8h							
Diseño de la interfaz en App Designer					6h	6h	6h	6h	6h	6h	6h							
Adquisición de datos										3h	3h							
Presentación y Revisión (Avance)					1h	1h	1h	1h	1h	1h	1h							
FASE 3: Análisis de resultados																		
Procesamiento de datos obtenidos											8h	8h	8h	8h				
Análisis e interpretación de torque y potencia											5h	5h	5h	5h				
Comparación de datos											3h	3h	3h	3h				
Presentación y Revisión (Avance)																		
Presentación pública de avances											2h	2h	2h	2h				
FASE 4: Discusión del Estudio																		
Descripción de los resultados																6h	6h	6h
revisión y corrección del proyecto técnico																6h	5h	9h
Conclusiones y recomendaciones																5h	6h	4h
Presentación y Revisión (Avance)																4h	4h	5h
Presentación del proyecto técnico																2h	2h	3h
TOTAL EN HORAS	88h		167h				400 h				72h				73h			

3.3 Presupuesto

A continuación, se presenta la tabla de presupuesto que se ha considerado un aproximado para el desarrollo del proyecto técnico.

Tabla 9.

Presupuesto del proyecto técnico.

Presupuesto del proyecto			
Tipo de recurso	Cantidad	Costo Unitario (Usd)	Costo Total (Usd)
Suministro De Oficina	1	\$ 45.00	\$ 45.00
Combustible Para La Unidad Experimental	15 GL	\$ 3.33	\$ 50.00
Gastos Generales E Imprevistos	1	\$ 30.00	\$ 30.00
Transporte Y Alimentación	2 meses	\$40	\$80
Software (Matlab)	1	-	-
Uso Del Banco De Prueba	3 Corridas	\$60	\$60
Dispositivo USB	1	\$ 15.00	\$ 15.00
Total		\$280	

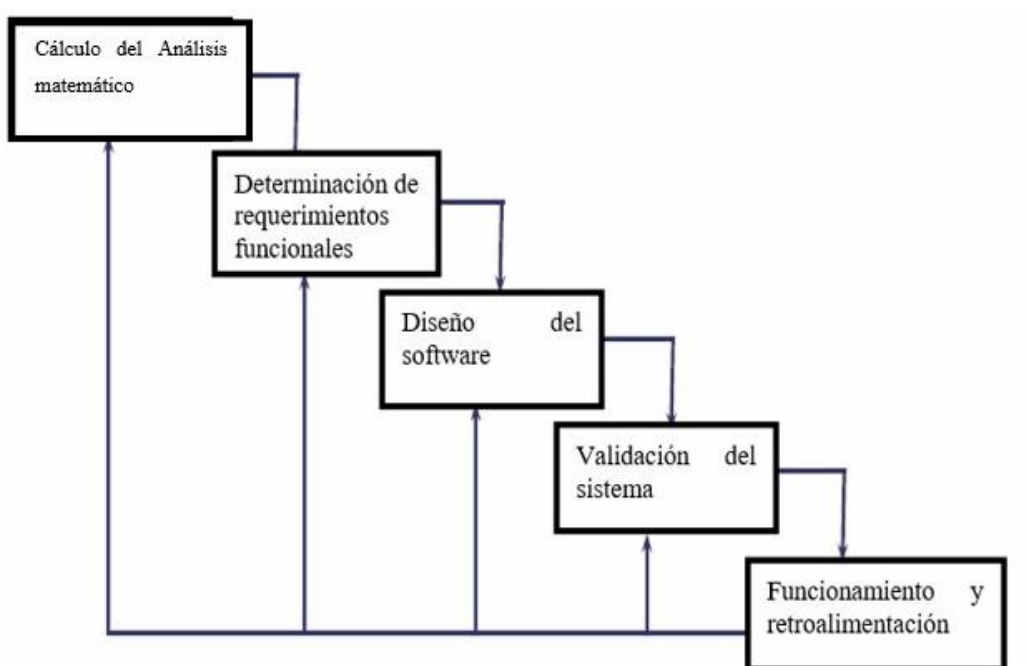
3.4 Desarrollo de la programación de la interfaz para el cálculo de los parámetros de torque y potencia de los motores de encendido provocado, utilizando la extensión App Designer.

En esta sección se determinarán todas las herramientas necesarias para el diseño, desarrollo del sistema para obtener los parámetros del motor, primero se diseñará el entorno gráfico y luego la respectiva programación.

Para el desarrollo del sistema de parametrización de motores se selecciona la herramienta de desarrollo del programa App Designer de Matlab, su entorno de trabajo se describirá con más detalle, así como las diversas funciones y herramientas que brinda en los siguientes apartados. En la figura 9, se observa el flujograma que se aplica para el diseño del sistema.

Figura 9.

Flujograma para el diseño del sistema.



3.5 Interfaz gráfico para el cálculo de parámetros del motor

Una vez descrito las herramientas de la Aplicación App Designer se procede a construir el interfaz del programa para el cálculo de los parámetros de motores de combustión interna a gasolina mediante diferentes ciclos termodinámicos.

En esta etapa se analiza las necesidades que debe cubrir el sistema y esta pueda convertirse en una herramienta de ayuda en el cálculo de los parámetros del motor de manera confiable y eficaz. La finalidad de esta interfaz obtener el cálculo de los parámetros geométricos, indicados y efectivos de motores Otto, Atkinson y CIMA ofreciendo ventajas como disminución en el tiempo. En la actualidad no existen programas para realizar el cálculo en motores, por ende, se requiere una aplicación que sea capaz soportar el ingresar datos, procesarlos y realizar los respectivos cálculos con base a los modelos matemáticos propuestos, para esto es pertinente que la aplicación cumpla con los requisitos funcionales, (ver tabla. 10).

Tabla 10.

Requisitos funcionales del sistema.

Requisitos	Descripción	Usuario
Permitir el ingreso de datos y constantes	La aplicación permitirá ingresar y modificar cada uno de los datos para el cálculo.	Estudiante Profesor
Cargar un archivo de pruebas estáticas en motores	La aplicación leerá un archivo de datos <i>*csv</i> o <i>*xlsx</i> para realizar comparaciones.	Estudiante Profesor
Calcular los parámetros del motor	El sistema debe realizar el cálculo de los parámetros geométricos, indicados y efectivos del motor en base a los análisis matemáticos	Estudiante Profesor
Mostrar los resultados	La aplicación mostrara los resultados de los cálculos de manera didáctica	Estudiante Profesor

En la tabla 11, se detallan los requerimientos no funcionales de la aplicación.

Tabla 11.

Requerimientos no funcionales del sistema.

Requisitos	Descripción	Usuario
Facilidad de uso	El interfaz de la aplicación debe ser amigable con el usuario, para no tener inconvenientes al momento de realizar el cálculo.	Estudiante Profesor
Fiabilidad en calculo	La aplicación debe garantizar que los calculo no sean erróneos	Estudiante Profesor

3.6 Diseño del sistema

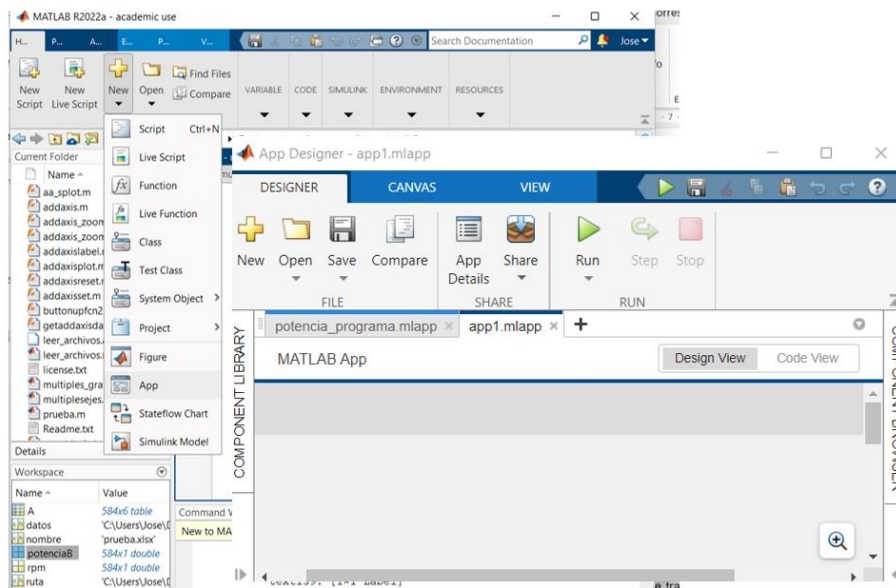
3.6.1 Acceso al programa

Para abrir la extensión App Designer en Matlab existen dos métodos que se muestran a continuación:

- Escribir en el Command Windows de MATLAB el comando `appdesigner`.
- Desde la ventana de HOME de MATLAB, escoger New → App → App Designer, (ver Fig. 10).

Figura 10.

Acceso a App Designer.



3.6.2 Interfaz de trabajo

Una vez desplegada la ventana de App Designer, se abre el entorno de trabajo donde se puede interactuar en dos pestañas la del diseño gráfico (Design View) el cual no va a permitir la creación de nuestra interfaz (ver Fig. 11) y (ver Fig. 12) se indica el entorno del código (Code View) que permite visualizar el código de programación creado para la aplicación.

Figura 11.

Interfaz App Designer.

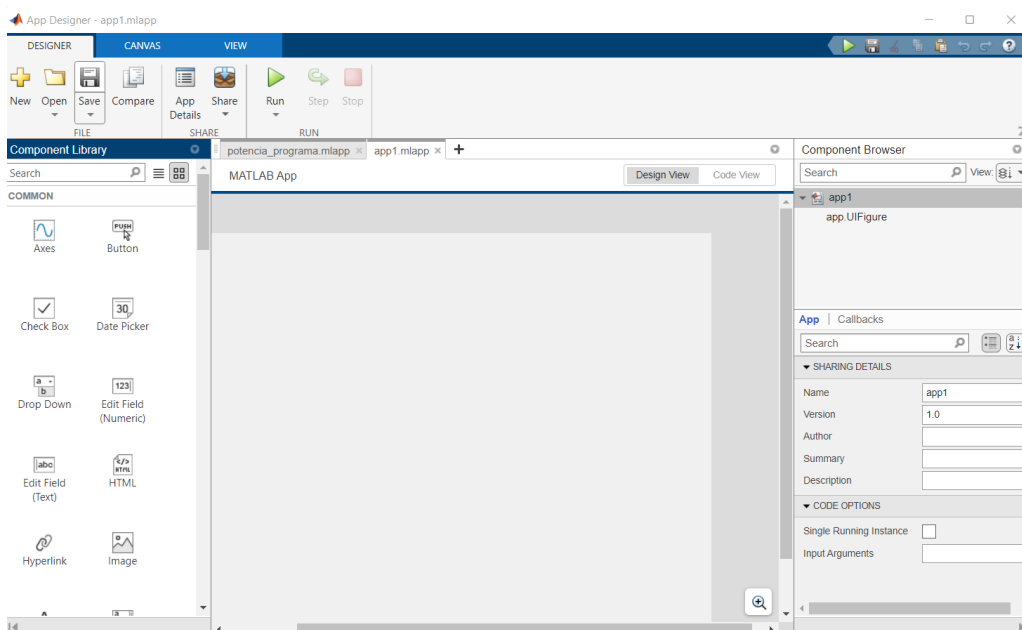
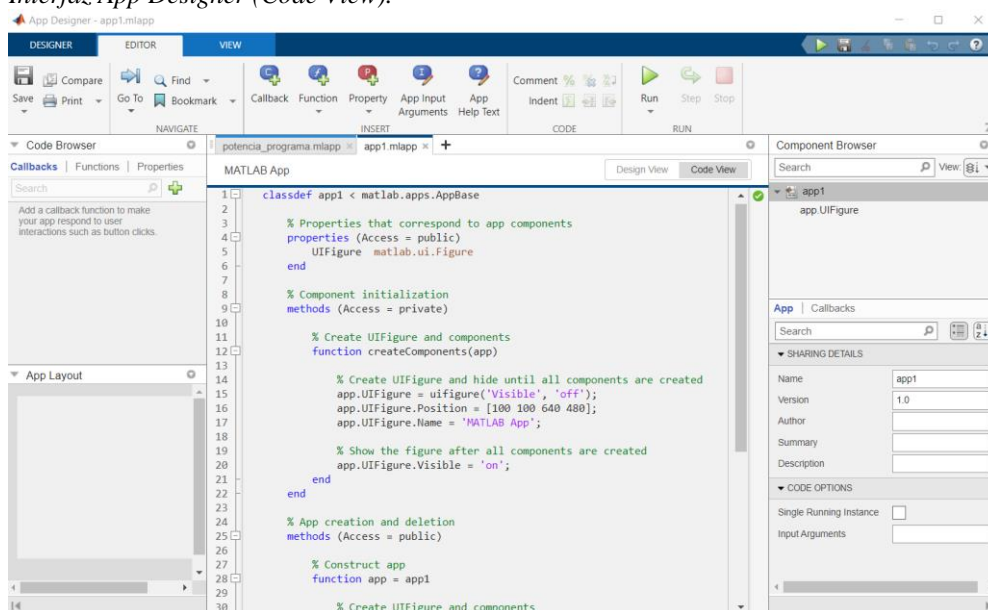


Figura 12.

Interfaz App Designer (Code View).



La vista de código deja visualizar y administrar el código de la aplicación, mientras que el editor de código muestra todo el código de la aplicación, tanto el código generado automáticamente que no se puede editar y que se muestra con un fondo gris y las características y funciones de utilidad. Si realizan cambios de diseño o agregan nuevas devoluciones de llamada, propiedades o funciones, estos cambios se reflejarán automáticamente en el código generado.

Dentro de cada pestaña se encuentran distribuidos los diferentes paneles de diseño y programación.

3.7 Interfaz del programa

Para iniciar con el diseño es necesario tener en cuenta todas las variables necesarias para crea la interfaz del programa. A continuación, se explica el diseño, funcionamiento, propiedades y componentes que componen la interfaz del programa.

Como primer paso se realiza el diseño de la aplicación donde se encuentran los datos de entrada como: diámetro del pistón, carrera, relación de compresión entre otras, además de las constantes iniciales como: calores específicos y constantes de gases, para que la interfaz pueda leer los datos, (ver Fig. 13).

Figura 13.

Datos de entrada de la ampliación.

ANÁLISIS ENERGÉTICO DE MOTORES DE ENCENDIDO PROVOCADO											
Diámetro del pistón		Carrera del pistón		Radio de manivela		Longitud de biela		Elija el dato de ingreso para el cálculo		Número de cilindros	
D	Unidades	L	Unidades	r	Unidades	l	Unidades	(Relacion de	Unidades	T1	Unidades
72	mm	84	mm	36	mm	72	mm	10		22	°C
Presión Inicial P1		Velocidad máxima		Potencia		Torque		Unidades		Poder calorífico	
71243.955 Pa		6000		4000		Rpm		45		MJ	
CONSTANTES											
Calor específico a volumen constante Cv		Calor específico a presión constante Cp		Densidad de aire seco a presión atmosférica pat		Constante del gas R		Índice adiabático		AFR	
718 J/kgK		1.005 kJ/m ³		0.873646135 k/m ³		287 J/kgK				14.7	
UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA ECUADOR										<input type="button" value="Realizar comparación"/> <input type="button" value="CALCULAR"/>	
Datos de salida											

Para establecer la funcionalidad de cada uno de los bloques de texto se programa en el *Code View* las funciones y los callbacks necesarias para extraer los datos.

En primera instancia las líneas de programación corresponden a la extracción del diámetro del cilindro en diferentes unidades para esto se hace empleo de un *if* anidado para implementar decisiones con múltiples alternativas y con la función *str2doble* transforma datos de texto a datos numérico escribiendo la formula correspondiente, cerrando el bucle con un *elseif* anidado; de manera similar se realiza para el dato de la carrera del pistón.

Se va ingresando las variables de los parámetros de entrada con su fórmula para que el programa resuelva el problema matemático (ver Fig. 14).

Figura 14.

Extracción datos para el cálculo.

```

                % Extracción de los datos de los cuadros de texto para el calculo
Uc= app.ucilindro.Value;
% se programa para obtener el diámetro del cilindro en diferentes unidades
if Uc=='1'
D=app.Dcilindro.Value; % diámetro del cilindro
D=str2double(D)/1000; % Transformacion de unidades a metros
elseif Uc=='2'
D=app.Dcilindro.Value;
D=str2double(D)/100;
elseif Uc=='3'
D=app.Dcilindro.Value;
D=str2double(D);
end
L=app.Cpiston.Value; % obtención de la carrera del pistón
L=str2double(L)/1000;% Transformación de unidades a metros

seccion=(D/2)^2*pi; %calculo de área del pistón

VHcc=(seccion*L)*100^3; % calculo del volumen unitario
VHm=VHcc/100^3; % volumen en metros
VHmm=(VHm)*1000^3;% volumen en milímetros
VH=[VHmm;VHcc;VHm]; % matriz de volumen con diferentes unidades

```

Todo el cálculo de los parámetros del motor se basa en las de las fórmulas de los ciclos Otto, Atkinson y Otto - CIMA (ver Fig. 15) primero se inicia calculando el volumen.

Figura 15.

Cálculo de volumen.

```

%% Cálculos ciclo Otto
VTm=VHm*z;%Volumen total
VTcc=(VTm)*100^3; % volumen en metros
VTmm=(VTm)*1000^3;% volumen en mm
VT=[VTmm;VTcc;VTm]; % matriz de volúmenes
y=cp*10^(3)/cv; % indice adiabatico

```

Una vez calculo el volumen se procede a calcular las masas de aire y de combustible (ver Fig. 16).

Figura 16.

Cálculo masa de aire y combustible.

```

V1=VHm;
Vcc=app.rcvcc.Value; % obtencion del volumen de la camara
Vcc=str2double(Vcc);
Vccm=Vcc/100^3; % volumen de la camara en cc
m1=P1*(VHm+Vccm)/(R*T1);% masa del cilindro
mtot=m1*z;% masa total
ma=(P1*VHm)/(R*T1); % masa del volumen unitario
mf=ma/AFR;% masa del fluido

```

Con los datos de la masa de aire y combustible se calcula el calor de entrada y los valores de presiones y temperatura en las diferentes etapas (ver Fig. 17).

Figura 17.

Cálculo de los parámetros con programación para el ciclo Otto.

```

Qent=mf*PCI;% calor de entrada
P2=P1*RC^y;% presion dos
T2=T1*RC^(y-1);% temperatura dos
Went=-m1*cv*(T2-T1);% trabajo de entrada
T3=T2+(Qent./(m1*cv));% temperatura 3
P3=P2.*(T3/T2);% presión 3
T4=T3*RC^(1-y);% temperatura 4
P4=P3*(RC^-y);% presion cuatro
Qsal=m1.*cv.*(T1-T4);% calor de salida
Wsal=-m1*cv*(T4-T3);% W3a4 trabajo de salida
Wneto=Wsal+Went;% cálculo trabajo neto
n=(Wneto/Qent)*100;% eficiencia
nrc=1-(1./RC^(y-1));% eficiencia con la formula de relcion de compresion
PMI=Wneto/VHm;% presion media indicada
Ni=(Wneto*rpm)/120;% potencia unitaria

```

Ya calculados los valores del ciclo Otto se procede a calcular los valores del ciclo Atkinson de manera similar al del ciclo Otto considerando la disminución de la relación de compresión (ver Fig. 18).

Figura 18.

Cálculo de los parámetros con programación para el ciclo Atkinson.

```

%calculo de volúmenes
V4a=VHm;
V4cca=V4a*100^3;
V2a=VHm/RCa;
Vccma=V2a;
Vcca=Vccma*100^3;
% relacion de compresion efectiva
RCe=RCa-3;
V1a=VHm*RCe;
V1cca=V1a*100^3;
T1a=T1;
P1a=P1;
m1a=P1*(V1a+Vccma)/(R*T1a);% masa del cilindro
mtota=m1a*z;% masa total
maa=(P1a*V1a)/(R*T1a);% masa del volumen unitario
mfa=maa/AFR;% masa del fluido
Qenta=mfa*PCI;% calor de entrada
P2a=P1a*RCe^y;% presion dos
T2a=T1a*RCe^(y-1);% temperatura dos
Wenta=-m1a*cv*(T2a-T1a);% trabajo de entrada
T3a=T2a+(Qenta./(m1a*cv));% temperatura 3
P3a=P2a.*(T3a/T2a);% presión 3
T4a=T3a*RCe^(1-y);% temperatura 4
P4a=P3a*(RCe^-y);% presion cuatro
Qsala=m1a.*cv.*(T1a-T4a);% calor de salida
Wsala=-m1a*cv*(T4a-T3a);% W3a4 trabajo de salida
Wnetoa=Wsala+Wenta;% cálculo trabajo neto
na=(Wnetoa/Qenta)*100;% eficiencia
nrc=1-(1./RCe^(y-1));% eficiencia con la formula de relcion de compresion
PMIa=Wnetoa/V1a;% presion media indicada

```

Para la determinación de los parámetros con el ciclo Otto - CIMA, se toma en consideración la temperatura máxima (T3) calculada en el programa GASEQ el cual es un software de equilibrio químico que contiene una base de datos de la NASA para todos los elementos conocidos. En este programa se estima de manera más real la temperatura máxima del ciclo ya que, el software se ingresa como datos de entrada los factores para realizar el balance químico y conseguir una mezcla estequiométrica de la proporción de aire-combustible con la que funciona el motor (Torres & Ayala, 2017).

En la figura 19, se muestra los parámetros para obtener la temperatura del ciclo CIMA con el Isooctano (C_8H_{18}) como carburante y el oxígeno (O_2) – nitrógeno (N_2) como comburente que simulan el aire en el interior del cilindro. Se debe seleccionar en el GASEQ el tipo de aproximación *Adiabatic T and composition at const V*, y colocar el valor de las moléculas del Nitrógeno, Oxígeno y Isooctano, con estos valores el programa puede calcular la temperatura de la reacción, obteniendo un valor de temperatura de 3197.1 K que se considera la temperatura máxima del ciclo Otto - CIMA.

Figura 19.

Parámetros GASEQ.

The screenshot shows the GASEQ software interface. The 'Problem Type' is set to 'Adiabatic T and composition at const V'. The 'Reactants' table lists N2, O2, and ISOCTANE with their respective moles and mole fractions. The 'Products' table lists various species including N2, H2O, CO2, CO, O2, OH, H, O, H2, and NO. The 'Calculate (F10)' button is visible. The results table shows the calculated temperature (3197.1 K), pressure (13.037 atm), and various thermodynamic properties for both reactants and products.

Species	No. Moles	MolFrac	K
N2	15.9500	0.55267	
O2	11.9500	0.41407	
ISOCTANE	0.96000	0.03326	

Species	No. Moles	MolFrac	K
N2	15.5962	0.44177	
H2O	6.92923	0.19627	
CO2	4.04517	0.11458	
CO	3.63483	0.10296	
O2	1.37812	0.03904	
OH	1.37264	0.03888	
H	0.41264	0.01169	
O	0.40915	0.01159	
H2	0.81813	0.02317	
NO	0.70757	0.02004	

	Reactants	Products
Temperature, K	300.	3197.1
Pressure, atm	1.0	13.037
Volume Products/Reactants		1.0000
Moles Products/Reactants		1.22327
H0, kcal/mol	-1.641	4.524
S0, cal/mol/K	50.611	70.078
Cp, cal/mol/K	8.254	10.416
Gamma, Cp/Cv	1.317	1.236
Mean Molecular Weight, g	32.53	26.60
Density, kg/m3	1.3215	1.32152
Sound speed, m/s	317.7	1111.1
Enthalpy, H, kcal/kg	-50.45	170.12
Entropy, S, cal/kg/K	1555.70	2443.14
Intern Energy, U, kcal/kg	-68.78	-68.78
Free Energy, G, kcal/kg	-517.16	-7640.95
Co, cal/ka/K	253.71	391.65

Con el valor de la temperatura máxima (T3) del ciclo se calculó los demás parámetros con el código que se indica (ver Fig. 20).

Figura 20.

Cálculo de los parámetros con programación para el ciclo CIMA.

```

%% ciclo CIMA
%cálculo temperatura y presiones
global m1c mac mfc Qentc Qsalc Wnetoc nc Torquec Torqueec Nitotkwc
V1c=VHm;
T1c=T1;
P1c=P1;
m1c=P1c*((V1c+Vccm))/(R*T1c);% masa del
mtotc=m1c*z;% masa total
mac=(P1c*V1c)/(R*T1c); % masa del volumen unitario
mfc=mac/AFR;% masa del fluido
Qentc=mfc*PCI;% calor de entrada
P2c=P1c*RC^y; % presion dos
T2c=T1c*RC^(y-1); % temperatura dos
Wentc=-m1c*cv*(T2c-T1c); % trabajo de entrada

T3c=3197.1; % obtenido de GASEQ

P3c=P2c.*(T3c/T2c); % presión 3
T4c=T3c*RC^(1-y);% temperatura 4
P4c=P3c*(RC^-y);% presion cuatro
Qsalc=m1c.*cv.*(T1c-T4c); % calor de salida
Wsalc=-m1c*cv*(T4c-T3c);% W3a4 trabajo de salida
Wnetoc=Wsalc+Wentc; % cálculo trabajo neto
nc=(Wnetoc/Qentc)*100;% eficiencia
nrcc=1-(1./RC^(y-1));% eficiencia con la formula de relcion de co
PMIc=Wnetoc/VHm; % presion media indicada
Nic=(Wnetoc*rpm)/120;% potencia unitaria
Nitotc=Nic*z: % potencia total

```

Luego se procede a implementar los bloques necesarios para las variables de salida de los diferentes parámetros como sección del cilindro, cilindrada unitaria, volumen de la cámara, cilindrada total, calor de entrada, calor de salida, trabajo indicado, rendimiento indicado, consumo indicado, consumo específico, masa del gas en el cilindro, masa de cilindrada unitaria, masa del combustible, torque indicado, potencia indicada, torque efectivo, potencia efectiva. Los cuadros en gris oscuro son la salida de resultados, para mostrar el valor de salida se tiene que almacenar con la variable inicial en este caso sería (Qent) para que calcule el programa, (ver Fig. 21).

Figura 21.

Parámetros de salida.

Seccion del cilindro	Cilindrada unitaria	Cilindrada total
Ap= <input type="text"/> cm ²	VD= <input type="text"/> cc	VT= <input type="text"/> cc
Consumo indicado	Consumo especifico	
<input type="text"/> Kg/s	<input type="text"/> Kg/Ws	

Una vez realizados los cálculos es necesario mostrarlos para esto se programa cada uno de los bloques de salida, en la estructura del código empieza con el nombre de la variable y el tipo de dato para establecer, los valores se transforman a tipo carácter (str) para ser mostrado en la interfaz de salida o bloque de salida (ver Fig. 22), este proceso se realiza para cada uno de los ciclos.

Figura 22.

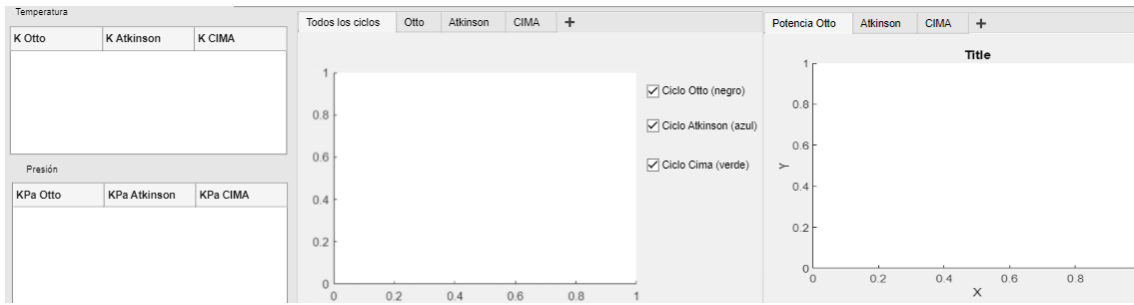
Código para mostrar los datos.

```
%Para mostrar de datos en la ventana
app.indicea.Value=num2str(y);% muestra el indice adiabatico
seccion=seccion*100^2; % muestra la seccion del piston
app.Apiston.Text=num2str(seccion);
app.vd.Text=num2str(VHcc); % muestra el volumen unitario
app.Vtotal.Text=num2str(VTcc);% muestra el volumen total
app.masacilindro.Value=num2str(m1);% muestra la masa del cilindro
app.masagas.Value=num2str(ma);% muestra la masa de todo el gas
app.mcombustible.Value=num2str(mf);% muestra la masa de combustible
app.tablaP.Data=P;% muestra las presiones
app.tablaT.Data=T;% muestra las temperaturas
app.Qentrada.Text=num2str(Qent);% muestra el calor de entrada
app.Qsalida.Text=num2str(Qsal);% muestra el calor de salida
app.Wneto.Text=num2str(Wneto);% muestra el trabajo neto
n=round(n,2)
app.eficiencia.Text=num2str(n);%muestra la eficiencia
Torque=round(Torque,2)
Torquee=Torque*0.7; % torque menos las perdidas del 30%
app.torquei.Text=num2str(Torque);% muestra el torque
app.torquee.Text=num2str(Torquee);
Nitotkw=round(Nitotkw,2) % potencia
Netotal=Nitotkw*0.7;% potencia menos el 30% de perdidas
app.pottotal.Text=num2str(Nitotkw); % muestra la potencia
app.pottotale.Text=num2str(Netotal);
% consumoind=consumoind*1000;
app.consumoi.Text=num2str(consumoind)
% consumoespecific=consumoespecific*1000;
app.consumoesp.Text=num2str(consumoespecific)
```

Además, se integra en el programa algunos ejes (ver Fig. 23) donde se mostrarán las gráficas de ciclo Otto, Atkinson y Otto – CIMA, así como también, los parámetros de par, potencia y consumo del motor.

Figura 23.

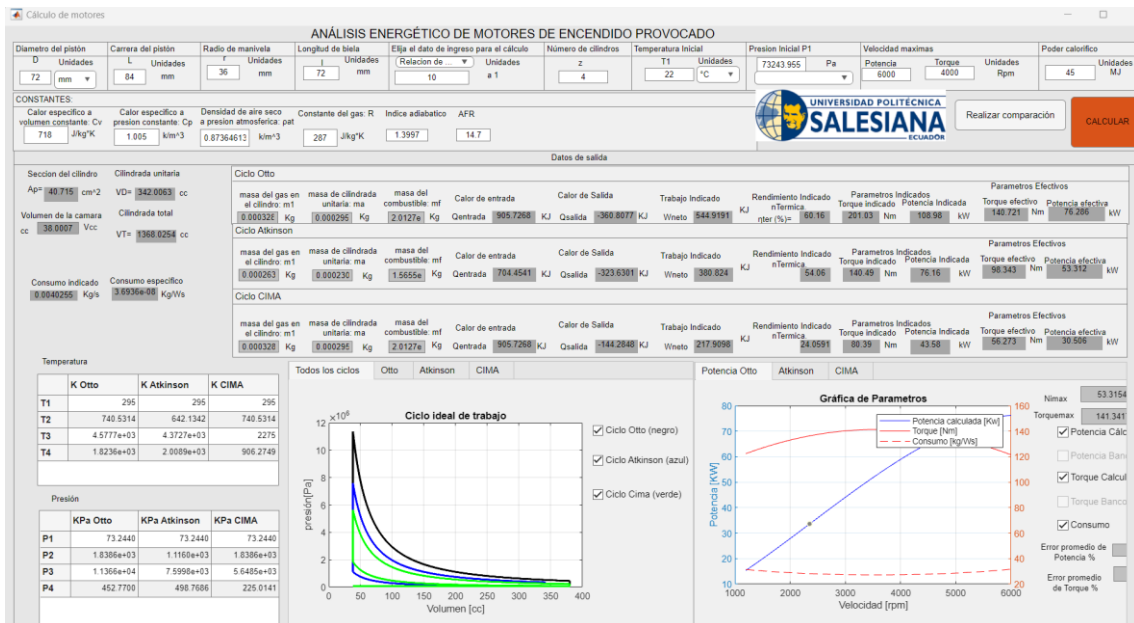
Bloque de gráficas.



Cabe recalcar que el sistema tiene valores cargados por defecto del vehículo Kia Rio 2019, de tal manera que con solo dar clic el botón calcular mostrará los resultados predeterminados y para realizar un nuevo cálculo solo es necesario cambiar algún dato inicial, la interfaz permitirá visualizar el ciclo ideal de trabajo mediante un diagrama presión – volumen (p-v) de ciclo Otto, Atkinson y CIMA con las temperaturas y presiones correspondiente al ciclo ideal, también se muestra la gráfica de los parámetros del torque y potencia de cada ciclo y de la unidad experimental, obteniendo como resultados los parámetros indicados y efectivos de la potencia y torque. En la figura 24 se aprecia la interfaz en funcionamiento con los resultados de los cálculos realizados.

Figura 24.

Interfaz en funcionamiento del sistema.

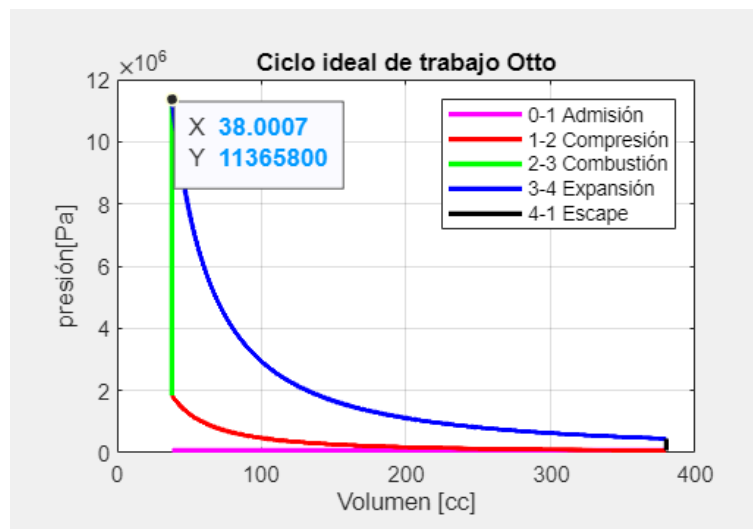


La figura 25, muestra el diagrama p - V ideal del ciclo Otto donde se representa el volumen mínimo que correspondería al volumen de la cámara de combustión (38 cc) y el

volumen máximo que ingresa al cilindro (380 cc), así mismo se muestra una presión máxima de 11365.0 kPa producto de la combustión,

Figura 25.

Diagrama P-V ciclo Otto.



Por otra parte, el diagrama del ciclo Atkinson (ver Fig. 26) se puede observar que con los mismos parámetros de entrada se obtiene una presión máxima de $P_3 = 7544$ kPa menor que la obtenida con el ciclo Otto esto debido a que en este ciclo se reduce el volumen del cilindro al mantenerse la válvula abierta después de la etapa de admisión reduciéndose la relación de compresión de 3 a 5 unidades, por ende, se obtendrá una menor potencia y torque (Mte-Thomson, 2022). Por lo tanto, de motores con ciclo Atkinson proporcionan menor potencia es por este motivo que se utilizan por lo general en vehículos híbridos que poseen asistencia de motores eléctricos.

En el diagrama de presión volumen del ciclo Otto - CIMA (ver Fig. 27), se puede observar que la presión de combustión (P_3) es menor en relación con el Ciclo Otto Y Atkinson con valor de 6485.17 kPa lo cual reflejará una menor potencia y torque del motor, esto se debe a que la temperatura máxima se aproxima de manera más real con el programa GASEQ y no se hace una sobrestimación de la presión producida por la combustión.

Figura 26.

Diagrama P-V ciclo Atkinson.

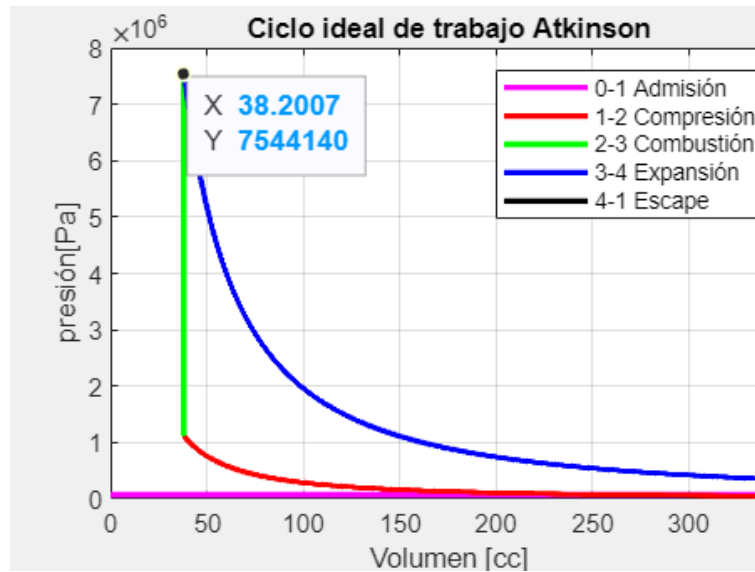
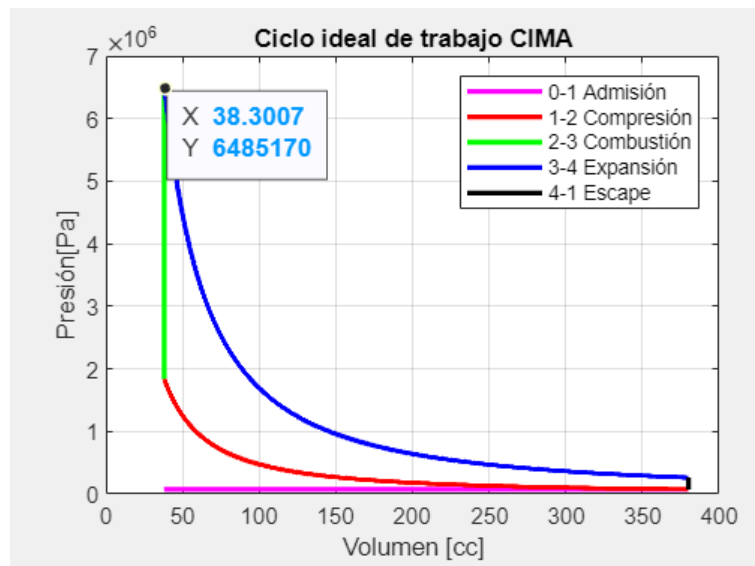


Figura 27.

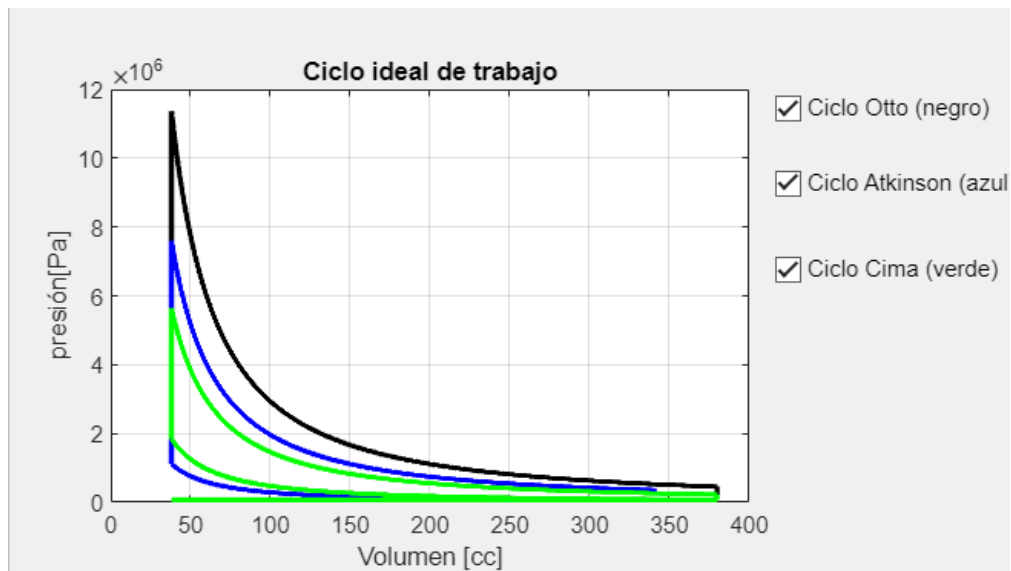
Diagrama P-V ciclo CIMA.



En la figura 28 se muestran una comparación entre los diagramas de volumen-presión de los ciclos Otto, Atkinson y Otto - Cima, donde se puede evidenciar que el diagrama del ciclo Otto predice una presión de la combustión (P_3) mayor que el ciclo Atkinson y el CIMA.

Figura 28.

Diagrama presión-volumen.

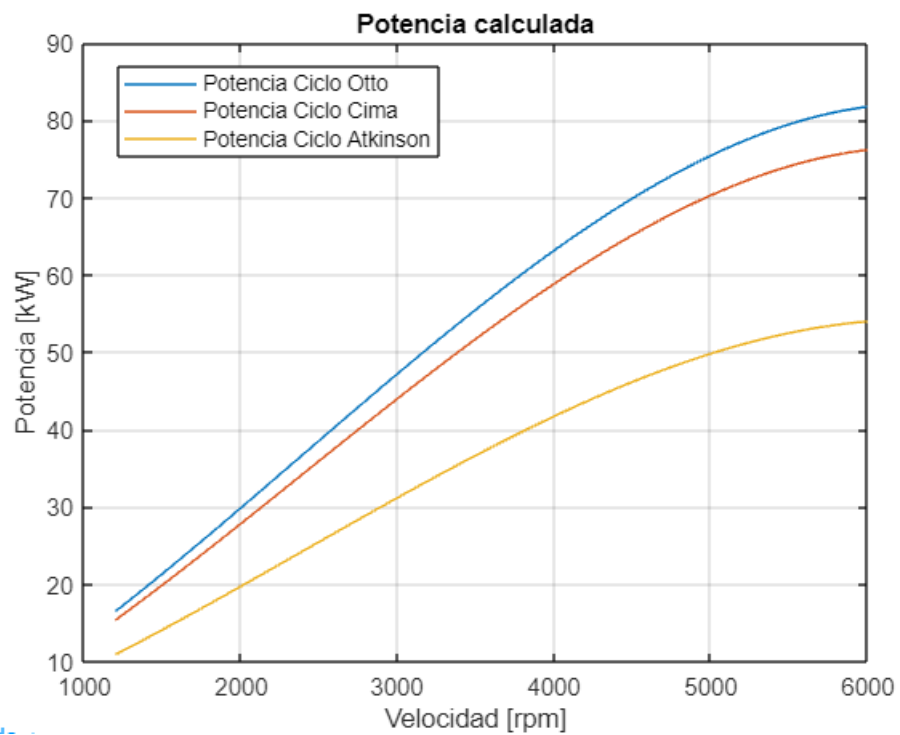


Como se mencionó el ciclo Atkinson también posee una presión menor al ciclo Otto esto se debe a que tiene una reducción en la presión máxima debido a una menor proporción de mezcla al interior del cilindro por mantener más tiempo abierta la válvula de admisión; así mismo el ciclo CIMA posee un comportamiento similar a los dos ciclos, pero con una presión final menor esto es debido a que esta presión depende la T3 que se calculó con el programa GASEQ.

En la Figura 29, se indican las curvas de potencia en relación al régimen de giro del motor de los ciclos Otto Cima y Atkinson, donde se puede apreciar que la curva de potencia del ciclo Otto posee valores más elevados con respecto a los demás ciclos esto debido a una elevada presión de combustión, mientras que el ciclo CIMA está por debajo del Otto y Atkinson estimando de mejor manera la potencia.

Figura 29:

Potencia de diferentes de ciclos termodinámicos.



4 CAPÍTULO V: ANÁLISIS DE RESULTADOS

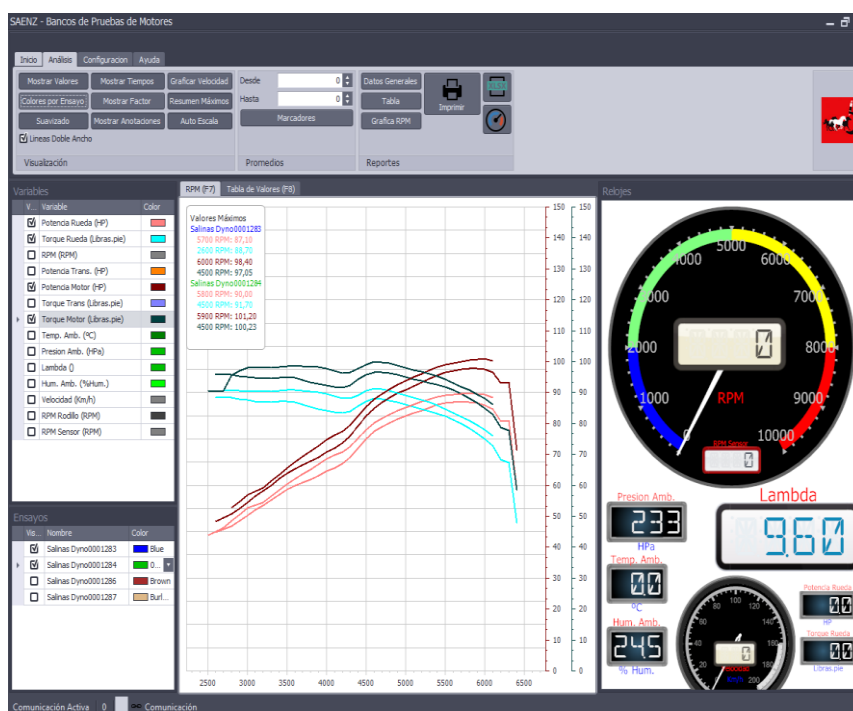
Los resultados obtenidos de los cálculos se comparan con datos obtenidos de manera experimental en un banco de rodillos de potencia Saenz BPVI y datos del fabricante del vehículo utilizado para realizar la prueba experimental un Kia Rio modelo 2019.

4.1 Sistema de adquisición de datos del banco dinamométrico

El banco dinamométrico Saenz BPVI dispone de un nuevo sistema de adquisición de datos llamado Smac, el cual permite obtener datos reales y desarrollar pruebas de calidad, el equipo se conecta por fibra óptica que evita los problemas de ruido en el entorno donde se realizan las pruebas de rendimiento de motores como se puede (ver Fig. 30), además el sistema posee canales básicos para medir las rpm, torque y potencia (Saenz, 2022).

Figura 30.

Programa para la adquisición de datos.



Tomado de: (Saenz, 2022).

En el interfaz del banco dinamométrico se muestra los datos de velocidad del motor en rpm, el factor lambda, la presión ambiental, la humedad del ambiente, la temperatura y los resultados de la potencia y torque en la rueda se pueden visualizar de manera gráfica.

4.2 Banco dinamométrico

El banco dinamométrico (ver Fig. 31) es un equipo que fue diseñado para poder prevenir, localizar e investigar potenciales averías en el vehículo. Su principal función del equipo es poder determinar el par y la potencia en función al régimen del giro del motor, para poder representar lo de manera gráfica y numéricamente (Feijoo & García , 2016).

En este tipo de banco se puede medir la potencia y torque en la rueda, la prueba se realiza con los regímenes de giro de las ruedas a unos de los rodillos que va acoplado a una plataforma en el cual va a estar el vehículo. También es utilizado para la verificación de niveles de emisiones contaminantes de los vehículos, ya que por medio de una simulación de carga, aceleración y velocidad se puede imitar la forma típica de conducir para una región determinada (Feijoo & García , 2016).

Figura 31.

Banco dinamómetro de rodillos.



4.3 Unidad experimental KIA RIO

La unidad experimental (ver Fig. 32), pertenece a la subcategoría M1, vehículos motorizados con capacidad no mayor a ocho plazas, sin contar el asiento del conductor (NTE INEN 2656, 2016). El vehículo Kia Rio de 1.4 L es un vehículo de origen coreana, posee una carrocería tipo sedán, tiene un índice de cuatro estrellas de seguridad de cinco posibles según la Euro NCAP, que califica la seguridad de los vehículos ante una prueba simulada de impacto frontal. Es alimentado por un motor naftero de doble árbol de levas y cuatro cilindros, cada uno con dos válvulas para admisión y dos válvulas para escape (Cevallos, 2017). Las características técnicas se muestran en la Tabla 12.

Figura 32.








Unidad experimental KIA RIO 2019 ubicado en el banco dinamométrico.



En la figura 33, se muestra los vehículos que pertenecen a la subcategoría M1, según la norma (NTE INEN 2656, 2016). La unidad Experimental utilizada en el estudio es de la subcategoría M1, según la NTE INEN 2656:2016.

Figura 33.

Vehículos subcategoría M1.

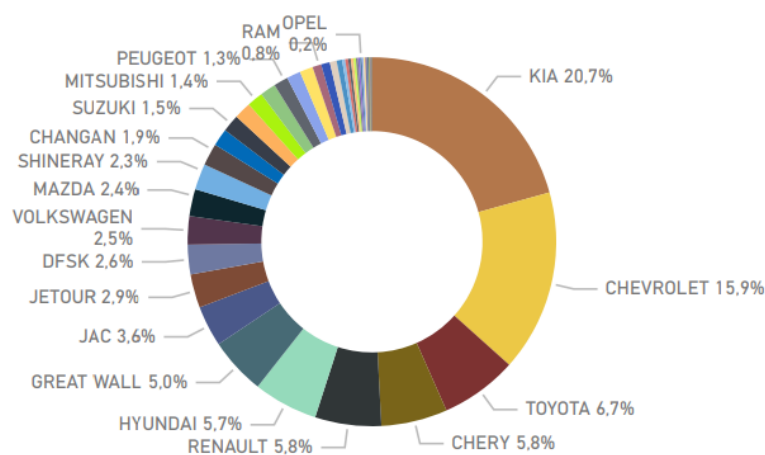
CÓDIGO	TIPO	ESQUEMA	DESCRIPCIÓN
SED	SEDÁN		Ver NTE INEN-ISO 3833, 3.1.1.1
SWG	STATION WAGON		Ver NTE INEN-ISO 3833, 3.1.1.4
HBK	HATCHBACK		Ver NTE INEN-ISO 3833, 3.1.1.9
CPE	COUPÉ		Ver NTE INEN-ISO 3833, 3.1.1.5
CNV	CONVERTIBLE		Ver NTE INEN-ISO 3833, 3.1.1.2 y 3.1.1.6
SUV	VEHÍCULO DEPORTIVO UTILITARIO		Vehículo utilitario fabricado con carrocería cerrada o abierta, con techo fijo o desmontable y rígido o flexible. Para cuatro o más asientos en por lo menos dos filas. Los asientos pueden tener respaldos abatibles o removibles para proveer mayor espacio de carga. Con dos o cuatro puertas laterales y apertura posterior. Por su configuración (altura libre del piso, ángulos de ataque, ventral y de salida) generalmente puede ser utilizado en carreteras en mal estado o fuera de ellas. La tracción puede estar en las cuatro ruedas o en dos. Ver NTE INEN-ISO 3833, 3.1.1.9.
LIM	LIMUSINA		Ver NTE INEN-ISO 3833, 3.1.1.3

Tomado de: (NTE INEN 2656, 2016).

Hasta el periodo de agosto del año 2022 se comercializaron 76.020 vehículos nuevos, de los cuales la marca KIA representa el 20.7% representando 11.732 vehículos vendidos (AEADE, 2023).

Figura 34.

Ventas por marca (unidades) vehículos livianos 2022.



Tomado de: (AEADE, 2023).

Tabla 12.

Especificaciones técnicas del vehículo KIA RIO.

Características Principales	Kia Rio
Motor	
Tipo	1.4 DOCH CVVT Dual 16 Válvulas
Cilindraje (c.c)	1.368 cc
Número de cilindros	4 en líneas
Potencia máxima	99 HP / 6.000 RPM
Torque máximo	133 Nm / 4.000 RPM
Diámetro del pistón	72 mm
Carrera del Pistón	84 mm
Combustible	Gasolina
Sistema de alimentación de combustible	MPI (Inyección Multipunto)
Sistema de Distribución	Cadena
Transmisión	
Tipo	Mecanismo de 6 Velocidades
Frenos	
Delanteros	Disco 10
Traseros	Tambor 8
Dirección	
Tipo	Asistida Eléctricamente
Suspensión	
Delantera	Independiente Tipo McPherson con barra estabilizadora
Trasera	Semi-Independiente y eje de torsión
Ruedas	
Rin	Rin 15°
Llantas	185 / 65 R15
Dimensiones	
Largo	4.385 mm
Ancho	1.725 mm
Alto	1.460 mm
Distancia entre eje	2.580 mm
Peso	1.103 Kg

Tomado de: (Kia, 2022).

4.4 Prueba estática de potencia y torque

El proceso de adquisición de datos a través del banco de prueba se muestra en Figura. 35, el cual está basado en la norma SAE J1349 y que se detalla a continuación.

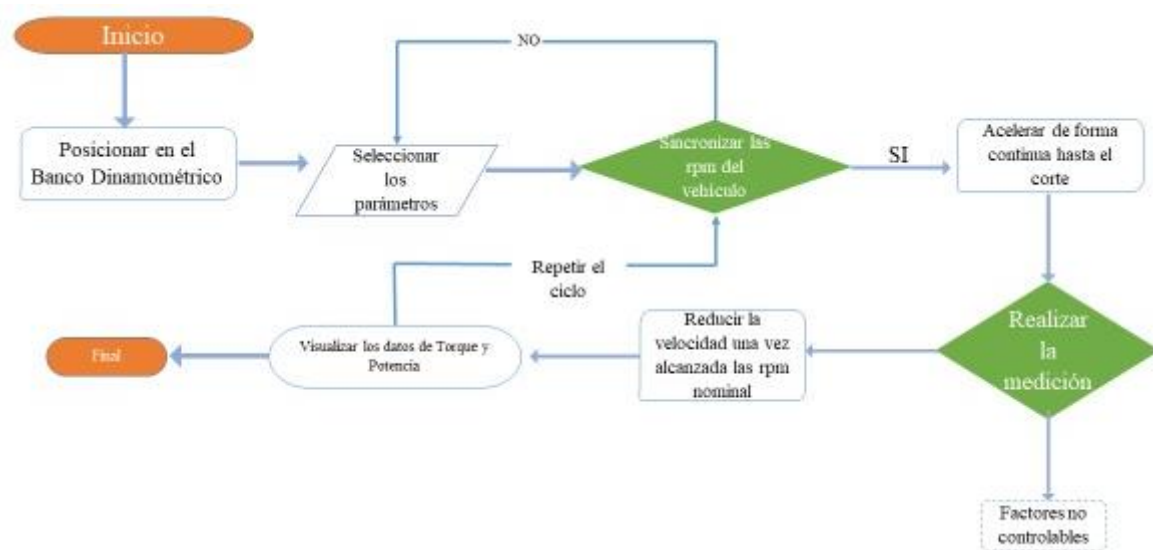
- Posicionar el vehículo sobre los rodillos y fijarlo.
- Elegir los parámetros para la medición de potencia y torque.

- Completar los datos del vehículo (año, modelo, cilindrada...)
- Seleccionar la fuente de las r.p.m o el sensor de las revoluciones.
- Sincronizar las rpm del banco.
- Acelerar de forma regular y continua hasta llegar a la quinta marcha.
- Pisar el acelerador a fondo para realizar la medición.
- Una vez alcanzada las rpm nominal del vehículo, reducir la velocidad y desembragar.
- Tras realizar esto se mostrará la potencia del motor, potencia en la rueda, torque motor y torque en la rueda.
- Los datos obtenidos se verifican con la ficha del fabricante.

Los factores no controlables en nuestro caso serían la presión atmosférica y la temperatura ambiente (Bermeo & Salazar, 2016).

Figura 35.

Flujograma para la adquisición de datos mediante en banco dinamométrico.

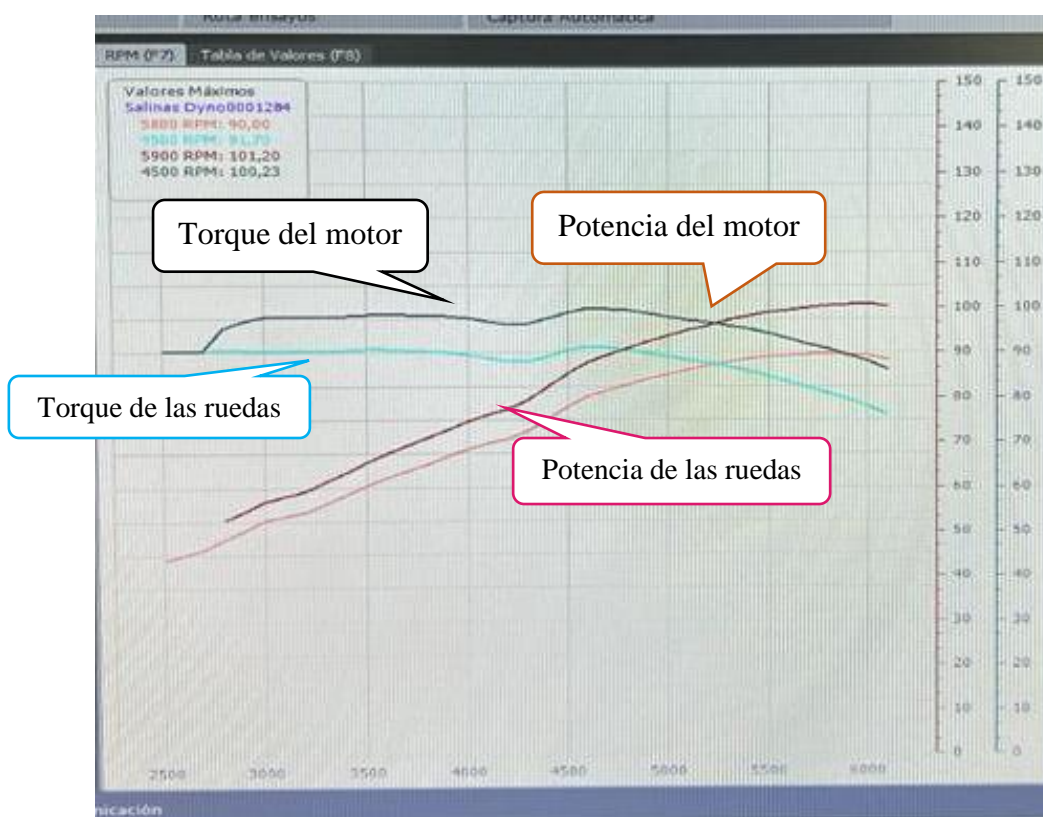


Cabe recalcar que esta prueba tuvo tres repeticiones según la normativa y los resultados obtenidos en cada una de ellas fueron similares.

El banco proporciona como resultado el valor de potencia y torque del motor, así como el torque de las ruedas como se aprecia en la figura 36. Aquí se indican dos pruebas de potencia, donde las gráficas de color azul representan la potencia de las ruedas y la verde. Además, se muestra la gráfica de torque del motor y las ruedas de colores negro y celeste respectivamente.

Figura 36:

Resultados de la prueba de potencia.



Las curvas de potencia que se muestran en la figura 36 tienen un crecimiento ascendente casi constante ya que para cada régimen de motor es fijado un nivel de carga a través del freno dinamométrico lo cual simula la exigencia de carga hasta llegar al máximo de las revoluciones permitidas por el fabricante y al final cae la curva debido a la disminución en el rendimiento volumétrico por la velocidad que alcanza el desplazamiento del pistón con esto se establece que la potencia máxima se encuentra a un régimen de giro antes del permitido por el motor, la curva del torque posee un comportamiento llano con una forma parecida a una campana donde se identifica una zona de funcionamiento no flexible desde el punto más bajo de torque a ralentí hasta un régimen medio y la zona de funcionamiento flexible a revoluciones altas donde la curva desciende (Arias & Ladino, 2018).

Los resultados de la prueba se utilizan para realizar una comparación y validación del programa desarrollado en Matlab para el cálculo de los parámetros de motores. Los datos se almacenan en un archivo de Excel (.xlsx) para ser leído con las variables del banco dinamométrico (potenciaB, torqueB, y rpm_, El código para este efecto se muestra en la figura 37.

Figura 37:

Código para lectura de los datos de potencia.

```

global rpm_1 potenciaB torqueB
[nombre, ruta]=uigetfile('*.xlsx')
if nombre==0
    return;
else
    datos = strcat(ruta,nombre);
    A = readtable(datos);
end
rpm_1=A(:,1);
potenciaB=A(:,7);
torqueB=A(:,10);
rpm_1=table2array(rpm_1);
potenciaB=table2array(potenciaB);
torqueB=table2array(torqueB);
app.g2.Enable="on"
app.g4.Enable="on";

axes(app.eje2)
yyaxis(app.eje2,'left')
plot(rpm_1,potenciaB) %potencia del banco

yyaxis(app.eje2,'right')
plot(rpm_1,torqueB);% torque del banco
% plot(NaN,NaN)

end

```

4.5 Análisis T –Student

Para validar los resultados experimentales se realizó 3 corridas en el banco dinamométrico obteniendo de esta manera las curvas de la potencia y el torque, por otro lado, se realizó 1 corrida en el programa de cálculo diseñado para luego comparar estos datos con los datos proporcionados por el fabricante del vehículo y la prueba experimental. En la Tabla 13 se muestran los valores experimentales máximos obtenidos con respecto a la velocidad del giro del motor, se puede apreciar que los valores están cercanos al establecido por el fabricante que es 76 kW a 6000 rpm en la potencia y 133 Nm a 4000 rpm en el torque.

Tabla 13.

Datos de potencia obtenidos del banco dinamométrico.

	Potencia	Torque
Corrida 1	76 KW @ 6000	132.3 Nm @ 4200
Corrida 2	75.3 KW @ 6000	134 Nm @ 4100
Corrida 3	76.8 KW @ 5950	133 Nm @ 4000
Promedio	75.3 KW @ 6000	133 Nm @ 4100

La Tabla 14 muestra los datos de potencia y torque máximos calculados en comparación con, los datos del fabricante y la prueba experimental del vehículo de pruebas. Aquí se puede observar a simple vista que las diferencias son mínimas por lo que para validar estos datos se realiza una prueba t pareada que calcula las diferencias entre valores de dos variables. Para este estudio serían: los datos experimentales versus los datos calculados tanto del ciclo Otto como el ciclo CIMA.

Tabla 14.

Valores de potencia y torque de la prueba experimental y datos del fabricante.

Fuente	Datos del fabricante (KIA, 2019)	Datos calculados	Datos de la prueba de potencia
Potencia	76 KW @ 6000	76,3 KW @ 6000	76 KW @ 5950
Torque	133 Nm @ 4000	138 Nm @ 4000	133 Nm @ 4100

Se realizó una prueba de normalidad para determinar si los datos siguen una distribución normal, la cual mostró que los datos de este estudio cumplen con esta distribución. Por tal razón se procedió a transformar los datos con la transformación de Johnson, la misma que permite ajustar a una distribución normal antes de realizar la prueba t pareada. En la figura 38 se observa la distribución normal en cada una de las muestras de datos de potencia y torque luego de aplicar el método de Johnson.

Con los datos transformados se procede a realizar la prueba t pareada determinando si las medias de los dos grupos dependientes son iguales o difieren.

Mediante la aplicación de la transformada de Johnson se consigue una distribución normal en cada una de las muestras de datos de potencia y torque como se indica en la Figura 38; las transformaciones de los demás datos se detallan en los anexos.

Una vez realizada la prueba T pareada se obtienen los resultados que se muestran en la Figura 39, donde el *Valor p* posee un valor 0.143 con lo que se establece que la potencia experimental con la potencia calculada del ciclo Otto son similares comprobándose la hipótesis nula que la diferencia entre las dos muestras es igual a cero.

Figura 38:

Transformación de Johnson para datos de potencia del banco.

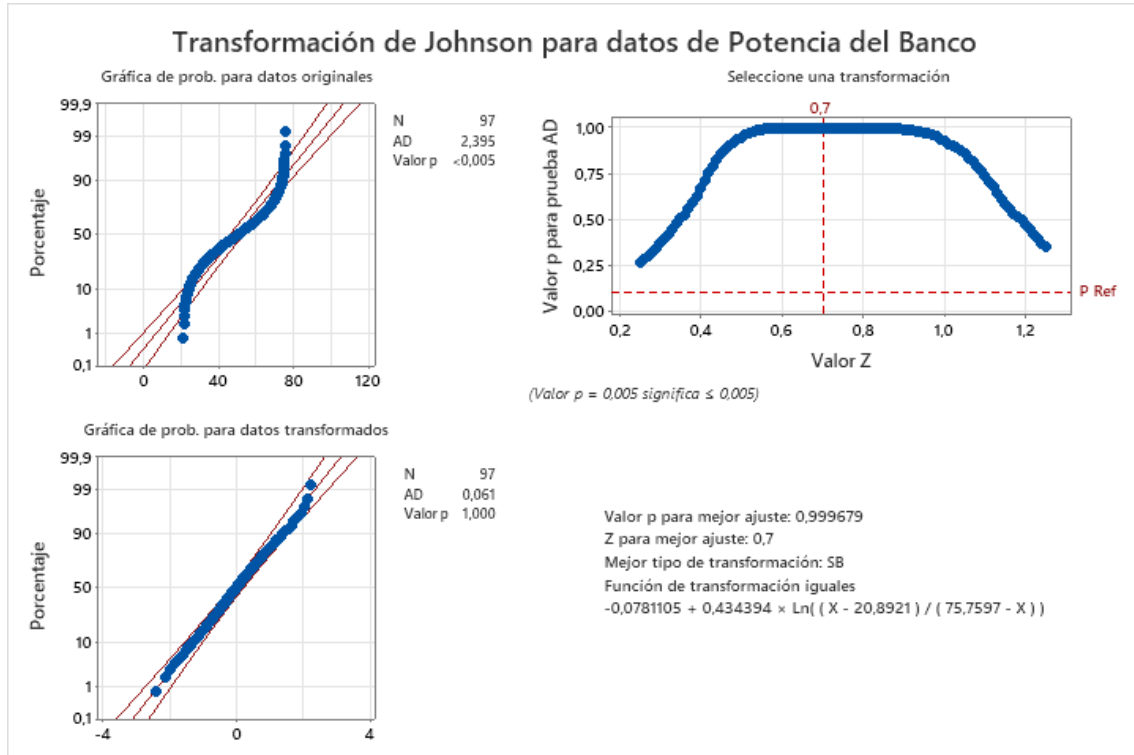


Figura 39:

Resultado de la prueba T pareada para la potencia del banco y la potencia del ciclo Otto.

Prueba

Hipótesis nula H_0 : diferencia $_{\mu} = 0$

Hipótesis alterna H_1 : diferencia $_{\mu} \neq 0$

Valor T Valor p

1,48 0,143

También se analizan los datos del torque experimental con los datos calculados del ciclo Otto, comprobándose que no existe una diferencia con un valor de $p=0,954$ (Ver Fig. 40).

Figura 40:

Resultado de la prueba T pareada para el torque del banco y el torque del ciclo Otto.

Prueba

Hipótesis nula H_0 : diferencia_μ = 0

Hipótesis alterna H_1 : diferencia_μ ≠ 0

<u>Valor T</u>	<u>Valor p</u>
-0,06	0,954

Así mismo, se analiza los datos experimentales de potencia con los datos del ciclo CIMA y de acuerdo con los resultados de la Figura 41 se concluye que los valores calculados son idénticos a los del banco con un valor $p=0.143$ que es mayor al valor de significancia (0.05), demostrando con esto que los valores de las muestras no muestran diferencias significativas.

Figura 41:

Resultado de la prueba T pareada para la potencia del banco y la potencia del ciclo CIMA.

Prueba

Hipótesis nula H_0 : diferencia_μ = 0

Hipótesis alterna H_1 : diferencia_μ ≠ 0

<u>Valor T</u>	<u>Valor p</u>
1,48	0,143

Por último, se verifica la diferencia de los datos del torque experimental con los datos del ciclo CIMA obtenido que los valores son iguales con un valor $p=0.939$ y se valida los resultados obtenidos del torque.

Figura 42:

Resultado de la prueba T pareada para el torque del banco y el torque del ciclo CIMA.

Prueba

Hipótesis nula H_0 : diferencia_μ = 0

Hipótesis alterna H_1 : diferencia_μ ≠ 0

<u>Valor T</u>	<u>Valor p</u>
-0,08	0,939

4.6 Estimación del error

Para determinar el error entre los valores calculados con la aplicación versus los reales obtenidos mediante pruebas experimentales en el banco dinamométrico se obtiene área bajo la curva tanto de la potencia calculada y la obtenida experimentalmente y con estos valores se obtiene el porcentaje de diferencia entre las dos curvas. El área bajo la curva de las dos gráficas de potencia se obtiene con la fórmula que se indica a continuación (Erich , 2018).

$$\text{Área bajo la curva} = \int_b^a f(x) = [F(x)]_a^b = F(b) - F(a) \quad (53)$$

Donde:

a= Límite de integración inferior, 1200 rpm

b= Límite de integración superior, 6000 rpm

F(x)= Potencia

Luego de realizar los cálculos de integración en la Tabla 15 se muestran los datos obtenidos de cada una de las áreas que se integran en un intervalo desde 1200 rpm (límite inferior) hasta los 6000 rpm (límite superior).

Tabla 15.

Áreas bajo la curva de potencia calculada con el ciclo Otto.

Área de la curva de potencia calculada	4876.6 kW ²
Área de la curva de potencia del banco	4759.5 kW ²
Área de diferencia	117.04 kW ²

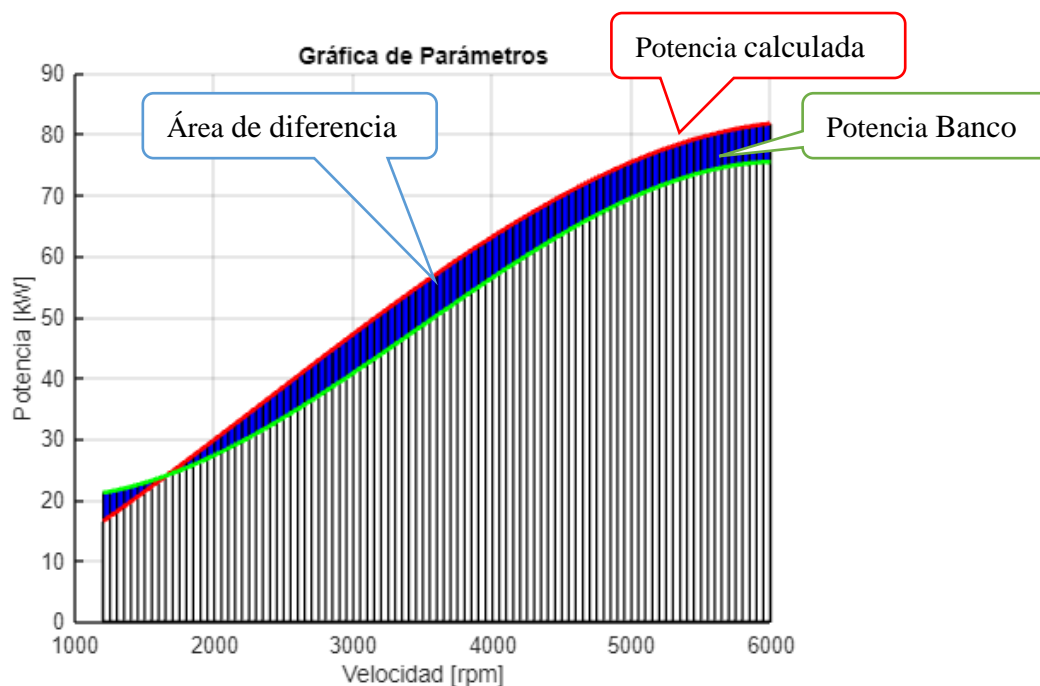
El área marcada de color azul (ver Fig. 43) representa la diferencia que existe entre las dos curvas de potencia e indicaría el porcentaje de error que tienen las dos gráficas de potencia calculada con el ciclo Otto y del banco dinamométrico.

Para la obtención del porcentaje de error se realizó una regla de tres para obtener la equivalencia en porcentaje.

De acuerdo con los datos de la Tabla 15 el valor del área de diferencia igual a la que representa un error porcentual de 9.77 % de diferencia en relación al área total del banco (4759.5 kW^2)

Figura 43.

Área bajo la curva de potencia del ciclo Otto y prueba experimental



También se calcula el área bajo la curva de las gráficas de torque calculado del ciclo Otto para encontrar el error de manera similar como en las gráficas de potencia, obteniendo como resultado los valores que se muestran en la Tabla 16, donde el valor del área de diferencia representa el error entre las dos graficas equivalente al 13.95 % con respecto al valor de la potencia del banco.

Tabla 16.

Áreas bajo la curva del torque ciclo Otto.

Área de la curva del torque calculado ciclo Otto	1294.7 kW^2
Área de la curva del torque del banco	1217.2 kW^2
Área de diferencia	774.41 kW^2

La Figura 44, muestra la representación gráfica de las áreas del torque y la diferencia entre las dos curvas que esta de color azul, aquí se puede observar que a bajas rpm existe

una mayor diferencia entre los valores y a medida que se incrementan las dos curvas convergen entre si reduciendo esta diferencia y por consiguiente el error.

Figura 44.

Área bajo la curva del torque del ciclo Otto y la prueba experimental.

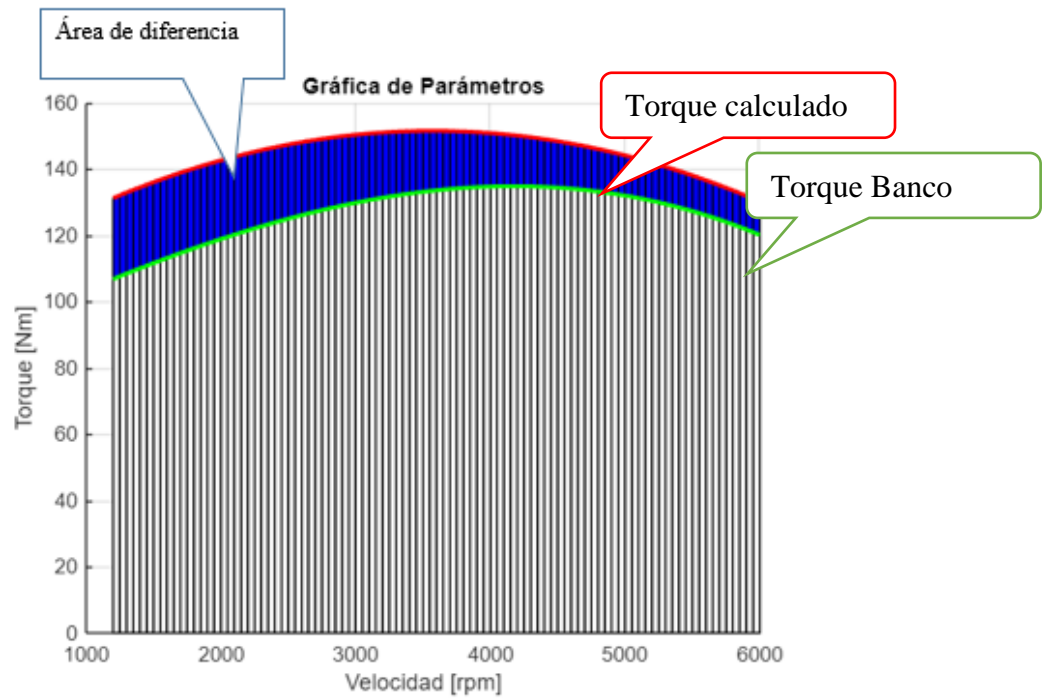
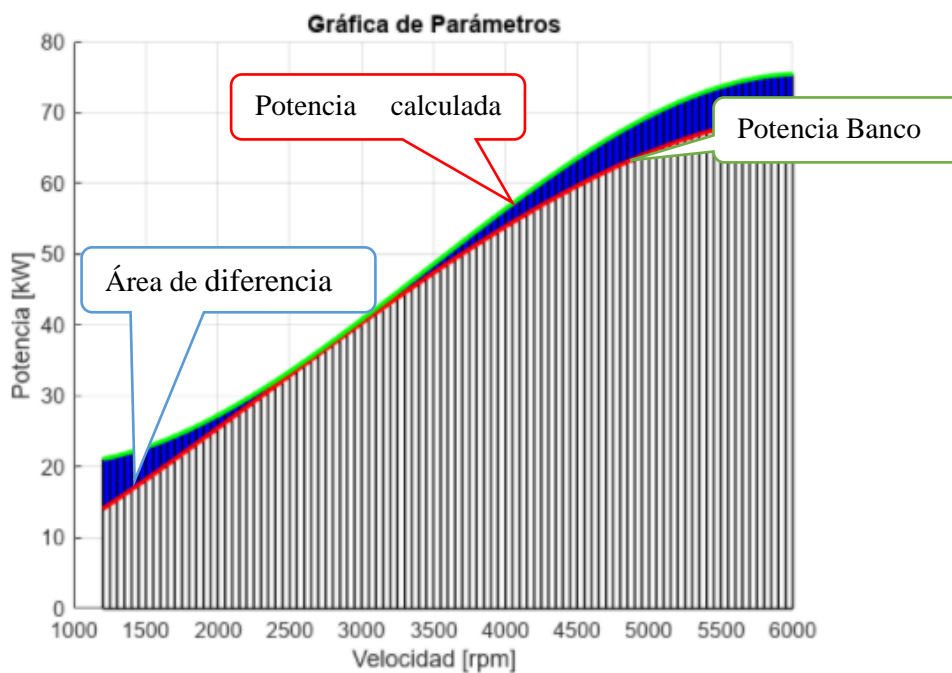


Figura 45:

Diferencia de potencia ciclo CIMA y prueba experimental.

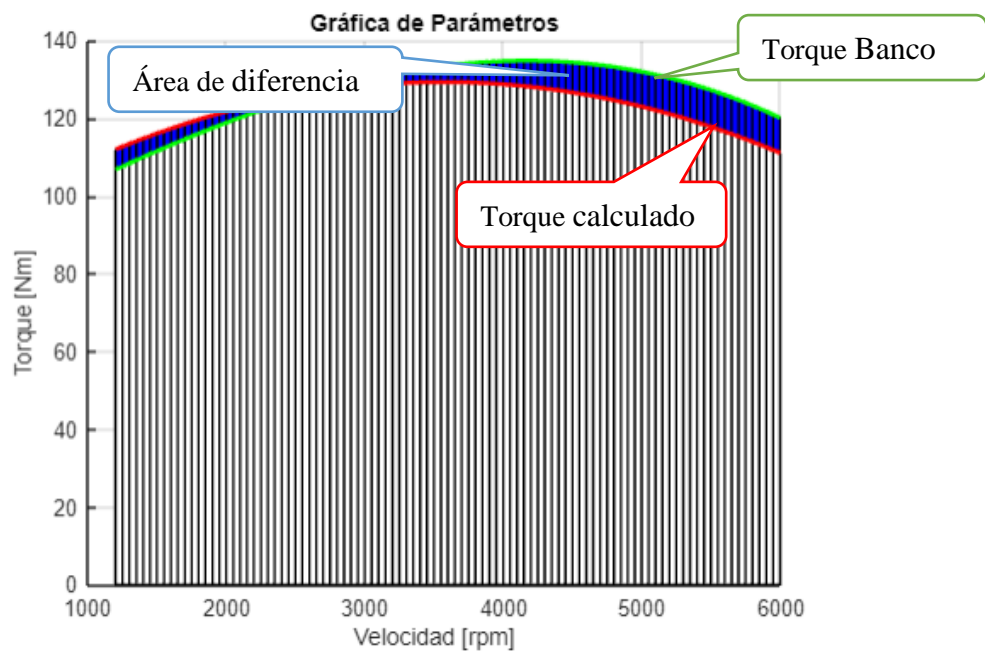


También se analiza el porcentaje de error con el ciclo CIMA donde se evidencia valores de potencia y torque menores al establecido por el fabricante esto debido a que en este ciclo no se sobrestima la temperatura y presión máxima, siendo menor el valor del error en comparación con lo obtenido de manera experimental, con un porcentaje de diferencia de 2.89 % lo cual corrobora que los datos calculados se asemejan a los experimentales.

En la gráfica de torque del ciclo CIMA que se indica en la Figura 46 también se puede apreciar un menor porcentaje de error con relación a los datos experimentales el error que existe es de 4.7 %, presentando una disminución considerable en comparación con el ciclo Otto que posee un error de 13,95% en los valores del torque.

Figura 46:

Gráfica de torque CIMA versus experimental.



5. CONCLUSIONES

- A través de la revisión literaria de los diferentes ciclos termodinámicos Otto, Cima y Atkinson, se determinó los fundamentos teóricos y metodológicos, así como las variables necesarias para el cálculo numérico de los parámetros de motores a gasolina. Así mismo, se obtuvo las variables de programación del software de cálculo numérico Matlab, que servirán para la codificación de los ciclos termodinámicos anteriormente mencionados.
- Se desarrolló un programa capaz de calcular y visualizar los parámetros de los motores de encendido provocado, basados en el análisis matemático de los ciclos termodinámicos Otto, CIMA, y Atkinson. El software utilizado fue Matlab y para su programación se utilizó la extensión App Designer la cual permite obtener una interfaz amigable para el usuario.
- La validación del programa se realizó mediante un análisis T student pareada de los datos de la prueba experimental de torque y potencia obtenidas en el banco dinamométrico y los datos calculados con los diferentes ciclos. Se comprobó que los valores de potencia y torque calculados no poseen una diferencia significativa con respecto a la prueba experimental, puesto que los valores p encontrados fueron mayores al valor de significancia entre la potencia del banco y la calculada del ciclo Otto y CIMA, con un valor de $p = 0.143$ para ambos casos. Por otra parte, para el análisis del torque se obtuvo en cambio un valor de $p = 0.954$ y $p = 0.939$, para los ciclos Otto y CIMA respectivamente, esto permite concluir que los datos son semejantes.
 - Al comparar los valores calculados con los experimentales se encontró una diferencia del 9.77% para el ciclo Otto y 2.89% para el CIMA, así mismo, mediante el análisis de la gráfica del torque calculado y experimental los porcentajes de diferencia encontrados fueron de 13.95% para el ciclo Otto y 4.7% para el ciclo CIMA. Estas diferencias son de esperarse puesto que son modelos teóricos unidimensionales, pero que a pesar de ello el modelo CIMA tiene una diferencia mucho menor en comparación al modelo OTTO, esto debido a que el modelo termodinámico CIMA toma en cuenta la segunda ley de la termodinámica, la cual nos dice que solo una determinada cantidad de sustancia se puede convertir en trabajo, limitando la importancia de la primera ley.

6. RECOMENDACIONES

- Se recomienda realizar la medición de potencia mediante el banco dinamométrico en más vehículos demandados en el Ecuador para poder validar de mejor manera los resultados dados por el programa desarrollado en este estudio para el cálculo de los parámetros de motores.
- Previo a la toma de los datos de potencia es importante realizar una revisión de las condiciones del vehículo y que se encuentre en perfecto funcionamiento para que los resultados no se ven afectados por factores de mal funcionamiento en el motor.
- Para la prueba de potencia hay que tomar en cuenta las condiciones climáticas del medio donde se va a realizar la prueba, y por otro lado también hay que considerar que los fabricantes recomiendan combustibles de mayor octanaje para mejorar el rendimiento del motor.
- Como estudios posteriores se recomienda analizar la potencia con diferentes combustibles y determinar el efecto que tendrían en el desarrollo de la potencia y el torque del motor, para abarcar un entorno más amplio de estudio.
- Se recomienda realizar una prueba en carretera, para afinar los datos calculados de consumo de combustible y otros factores que se puedan corroborar.

7. REFERENCIAS

- Acuña, R. S. (2016). *Aprende A Programar En Matlab: 2ª Edición*. It Campus Academy.
- Aeade, A. E. (10 De Septiembre De 2021). *Boletines De Prensa: Venta De Vehículos*. Obtenido De Boletines De Prensa: Venta De Vehículos: [Https://Www.Aeade.Net/Wp-Content/Uploads/2021/09/Boletin-De-Ventas-Para-Prensa-Septiembre-2021.Pdf](https://www.aeade.net/wp-content/uploads/2021/09/Boletin-De-Ventas-Para-Prensa-Septiembre-2021.pdf)
- Aiaa. (08 De 07 De 2022). *Agencia Espacial Civil Ecuatoriana*. Obtenido De Reporte Del Clima En Guayaquil, Ecuador: [Http://Gye.Exa.Ec/](http://gye.exa.ec/)
- Ant, A. N. (19 De 10 De 2021). *Agencia Nacional De Tránsito*. Obtenido De Agencia Nacional De Tránsito: [Https://Www.Ant.Gob.Ec/](https://www.ant.gob.ec/)
- Arévalo Calderón, F. E. (2016). *Desarrollo De Una Interfaz Para La Visualización Y Adquisición De Datos Provenientes De La Ecu A Través De Obd-II Mediante Un Dispositivo De Comunicación Serial Y Del Analizador De Gases Qrotech 6000*. Cuenca: Abya-Yala.
- Bermeo, Á., & Salazar, J. (2016). *Optimización En La Toma De Muestras De Distintas Variables Del Banco Dinamométrico Marca Armfield Modelo Cm11*. Cuenca: Universidad Politécnica Salesiana.
- Cabezas, W., & Moyano, M. (2016). *Análisis De Torque, Potencias Consumo De Combustible Y Emisiones Contaminantes A Diferentes Concentraciones De Gasolina/Etanol En Un Banco De Pruebas Motor Corsa 1.6 L. De La C.I.A.* Riobamba : Escuela Superior Politécnica De Chimborazo .
- Cevallos, V. (2017). *Alnáisis Del Rendimiento Del Tren De Potencia Para El Servicio De Taxis Urbanos De La Ciudad De Ibarra*. Ibarra: Universidad Técnica Del Norte.
- Contreras, W., Maldonado, J., & León, R. (2019). *Aplicación De Una Red Neuronal Feed - Forward Backpropagation Para El Diagnóstico De Fallas Mecánicas En Motores De Encendido Provocado*. *Ingenius*, 32-40.
- Cornejo, L., & Velásquez, D. (2020). *“Determinación De Ciclos Termodinámicos En Motores De Encendido Provocado De Vehículos De Categoría M1 En Ciclos De*

Conducción Reales". Cuenca - Ecuador: Universidad Politécnica Salesiana Sede Cuenca.

Domínguez, A. R.-M. (2015). *Motores De Combustión Interna*. España : Uned - Universidad Nacional De Educación A Distancia.

Erazo, D., & Viteri, A. (2017). *Análisis Termodinámico De Los Parámetros Indicados De Un Motor De Ciclo Otto Aspiración Natural Con Sistema De Inyección Electrónica En Función De La Altitud Sobre El Nivel Del Mar*. Quito: Escuela Politécnica Nacional.

Erich , S. (2018). *Matemáticas Para Las Ciencias Aplicadas*. Reverte.

Exa. (18 De 09 De 2022). *Agencia Espacial Civil Ecuatoriana* . Obtenido De [Http://Gye.Exa.Ec/](http://Gye.Exa.Ec/)

Feijoo, M., & García , V. (Septiembre De 2016). *Adecuación Del Banco Dinamométrico Marca Armfield Cm11 Para El Acoplamiento De Diferentes Motores Ciclo Otto*. Cuenca: Universidad Politécnica Salesiana. Obtenido De Repositorio Institucional De La Universidad Politécnica Salesiana: [Https://Dspace.Ups.Edu.Ec/Handle/123456789/12826](https://Dspace.Ups.Edu.Ec/Handle/123456789/12826)

Gárate Montalvo, D. A. (2018). *Desarrollo De Un Algoritmo Para La Adquisición Y Almacenamiento De Datos Provenientes Del Sistema De Diagnóstico A Bordo Obd Ii*. Cuenca: Abya-Yala.

Gordon, P. (1999). *Design And Simulation Of Four-Stroke Engines*. Bookstore.

Hidalgo , I., & Veintimilla , V. (2021). *Propuesta De Estudio Para El Modelado Térmico En Motores De Combustión Interna Alternativos* . Cuenca: Universidad Politécnica Salesiana .

Irimescu, A., Mihon, L., & Pădure, G. (2011). *Automotive Transmission Efficiency Measurement Using A Chassis Dynamometer*. Romania: Politehnica University Of Timisoara, Mechanical Engineering Faculty.

Jara, W., & Pineda, J. (2019). *Determinación De La Demanda Energética De Vehículos Motorizados Ciclo Otto Pertenecientes A La Subcategoría M1, Para El Servicio*

De Taxi En La Ciudad De Cuenca. Cuenca: Universidad Politécnica Salesiana Sede Cuenca.

Jurado, E., & Salas, G. (2011). *Diseño Y Construcción De Un Módulo Orientado Al Desarrollo De Prácticas Para La Materia De Control Automático Bajo La Plataforma De Matlab*. Guayaquil: Universidad Politecnica Salesiana Sede Guayaquil.

Kia. (1 De 06 De 2022). *Rio Sedan Especificaciones*. Obtenido De Rio Sedan Especificaciones:

<https://www.kia.com/content/dam/kwcms/au/en/images/pdf/rio/kia-rio-brochure.pdf>

León , & Maldonado . (2018). *Identificación De Patrones De Fallas Mecánicas Mediante Redes Neuronales Artificiales Para El Diagnóstico De Motores De Encendido Provocado*. Cuenca: Universidad Politécnica Salesiana.

León , R., Maldonado, J., & Contreras, W. (2019). Predicción De Emisiones De Co Y Hc En Motores Otto Mediante Redes Neuronales. *Ingenius*, 30.

León, P., & Piña , C. (2018). *Predicción De Emisiones Contaminantes De Gases De Escape A Través De La Presión Media Efectiva Empleando Redes Neuronales En Motores De Encendido Provocado*. Cuenca: Universidad Politécnica Salesiana .

León, S., & Contreras, R. (2020). *Predicción De Emisiones De Co Y Hc En Motores Otto Mediante Redes Neuronales*. Cuenca: Universidad Politecnica Salesiana .

Mathworks . (17 De 09 De 2022). *Matemáticas. Gráficas. Programación*. . Obtenido De Matemáticas. Gráficas. Programación. : <https://la.mathworks.com/products/matlab.html>

Meteoblue. (08 De 07 De 2022). *Tiempo Cuenca*. Obtenido De Tiempo Cuenca: https://www.meteoblue.com/es/tiempo/semana/cuenca_ecuador_3658666

Molina , B. (2020). *Análisis De Un Motor Ciclo Otto Ante Diferentes Factores Atmosféricos Mediante Un Estudio Comparativo De Parámetros De Identificación Para Obtener El Rendimiento Energético*. Cuenca : Universidad Politécnica Salesiana .

- Montero , C., & Paguay , F. (2021). *“Estudio E Implementación De Un Sistema De Inyección Electrónica Programable Para El Aumento Del Rendimiento Y Disminución De Gases De Escape Contaminantes En Un Vehículo Suzuki Forsa Ga”*. Cuenca: Universidad Politécnica Salesiana.
- Montero Mejía, C. A. (14 De 07 De 2022). *Estudio E Implementación De Un Sistema De Inyección Electrónica Programable Para El Aumento Del Rendimiento Y Disminución De Gases De Escape Contaminantes En Un Vehículo Suzuki Forsa Ga*. Obtenido De Estudio E Implementación De Un Sistema De Inyección Electrónica Programable Para El Aumento Del Rendimiento Y Disminución De Gases De Escape Contaminantes En Un Vehículo Suzuki Forsa Ga: <https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/21080/1/ups-ct009265.pdf>
- Narvaéz , J. (2021). *Análisis Comparativo De La Eficiencia Energética Entre Los Motores Mb Om - 502 Y Mb Om - 460 Considerando La Variable De Altura* . Cuenca : Universidad Politécnica Salesiana .
- Nte Inen 2204. (2017). *Gestión Ambiental. Aire. Vehículos Automotores. Límites Permitidos De Emisiones Producidas Por Fuentes Móviles Terrestres Que Emplean Gasolina*. Quito – Ecuador: Registro Oficial Primer Suplemento.
- Nte Inen 2656. (Septiembre De 2016). *Clasificación Vehicular*.
- Paladines , L., & Arcentales , P. (2014). *Estudio Termodinámico Del Motor Toyota Turbo Diésel Modelo 2kd-Ftv, Mediante La Implementación De Un Intercambiador De Calor Al Sistema De Admisión*. Cuenca: Universidad Politécnica Salesiana .
- Payri, & Desantes . (2011). *Motores De Combustión Interna Alternativos*. Valencia: Universitat Politècnica De València.
- Puzhi, M., & Zhinin, S. (2014). *Simulación De Los Procesos Psicrométricos Utilizando El Lenguaje De Programación Java*. Cuenca: Universidad De Cuenca.
- Rigoberto Et Al. (2012). *Introducción A La Estadística Económica*. Oviedo: Universidad De Oviedo.
- Saenz. (18 De 09 De 2022). *Dinamómetros De Motores* . Obtenido De <https://www.saenzdynos.com.ar/bco-pruebas-motores.php?lang=es>

- Sagastume , D. (2016). *Comparación Termodinámica Entre Los Ciclos De Potencia Otto, En Un Toyota Yaris, Y Atkinson, En Un Toyota Prius* . Guatemala : Universidad De San Carlos De Guatamela .
- Salinas, R. (08 De 07 De 2022). *Taller De Reparación De Automóviles En Cuenca*. Obtenido De Taller De Reparación De Automóviles En Cuenca: [Https://Rectificadora-Salinas.Negocio.Site/](https://Rectificadora-Salinas.Negocio.Site/)
- Segarra , P. (2007). *Diseño E Instalación De Un Sistema Sobrealimentador Con Turbo Compresor, En Un Motor Otto*. Cuenca : Universidad Del Azuay .
- Toala , F., & Vistín, D. (2019). “*Estudio Experimental Para Determinar Los Parametros De Torque, Potencia, Consumo Y Emisiones De Un Motor De Cuatro Tiempos, Monocilindrico De 200cc, Al Variar La Geometría De La Camara De Combustión*”. Riobamba: Escuela Superior Politécnica De Chimborazo.
- Valdés , J., & Giraldo, D. (2020). *Influencia un motor de ciclo dual sobre una planta generadora de energía*. Bogotá: Escuela Colombiana de ingeniería Julio Garavito.

8. ANEXOS

Anexo 1.

Ficha técnica del vehículo Kia Rio.

Características Principales	Kia Rio
Motor	
Tipo	1.4 DOCH CVVT Dual 16 Válvulas
Cilindraje (c.c)	1.368 cc
Número de cilindros	4 en líneas
Potencia máxima	99 HP / 6.000 RPM
Torque máximo	133 Nm / 4.000 RPM
Diámetro del pistón	72 mm
Carrera del Pistón	84 mm
Combustible	Gasolina
Sistema de alimentación de combustible	MPI (Inyección Multipunto)
Sistema de Distribución	Cadena
Transmisión	
Tipo	Mecanismo de 6 Velocidades
Frenos	
Delanteros	Disco 10
Traseros	Tambor 8
Dirección	
Tipo	Asistida Eléctricamente
Suspensión	
Delantera	Independiente Tipo McPherson con barra estabilizadora
Trasera	Semi-Independiente y eje de torsión
Ruedas	
Rin	Rin 15°
Llantas	185 / 65 R15
Dimensiones	
Largo	4.385 mm
Ancho	1.725 mm
Alto	1.460 mm
Distancia entre eje	2.580 mm
Peso	1.103 Kg
Prestación y consumo	
Normativa de emisiones	EURO V
Aceleración de 0 a 100 km/h	12,9 segundos

Tomado de: (Kia, 2022).

Anexo 2.

Acondicionamiento para la prueba de potencia.




Anexo 3.

Prueba de potencia.



Anexo 4.

Certificación del banco de potencia. Fuente: Autores.



Yo, Ing. Manuel Salinas, como Gerente de Importadora/Rectificadora Salinas, a petición verbal de la parte interesada:

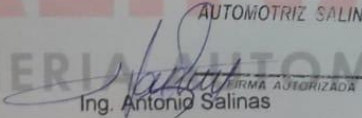
CERTIFICO:

Que: el vehículo Kia Rio 2019 llegó a la estación del banco dinamométrico, la misma que se encuentra bien calibrada bajo la norma SAEJ1349 para su medición de potencia. Y de acuerdo a la ficha técnica su resultado es que los VALORES ESTAN DENTRO DEL RANGO DEL FABRICANTE.

Es todo cuanto puedo certificar en honor a la verdad, facultando a la parte interesada hacer uso en trámites de carrera de Automotriz de la Universidad Politécnica Salesiana.

Cuenca, 19 de julio del 2022


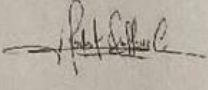
IMPORTADORA
AUTOMOTRIZ SALINAS


Ing. Antonio Salinas

GERENTE/REP. LEGAL

Anexo 5.

Certificado de Revisión Técnica Vehicular 2022. Fuente: Autores.

ATM AGENCIA DE TRÁNSITO Y MOVILIDAD		CERTIFICADO DE REVISIÓN TÉCNICA VEHICULAR 2022			Alcaldía Guayaquil	
Nro. Reporte: 1879558		Marca: KIA	APROBADO RESULTADO		GSZ8436	
Fecha Revisión: 30-07-2022 16:29		Modelo: RIO EX AC 1.4 4P 4X2	Año: 2019		PLACA	
Gerente RTV - SGS	Director de Revisión Técnica Vehicular ATM	Nro. Chasis: 3KPA341AAKE099321	VALIDO HASTA: 31-07-2023		No. Defectos TIPO 3: 0	
		Cooperativa: ---	No. Defectos TIPO 2: 0		LINEA: 0	
		Reg. ATM: CENTRO RTV NORTE	Kilometraje: 91938			
		No. Revisión: PRIMERA				
Código	Descripción Defectos Visuales/ Mecatrónicos			Calificación	Ubicación	
SISTEMA DE FRENOS						
04020101	INCORRECTA EFICACIA DE FRENO DE ESTACIONAMIENTO 2º EJE.	%	22.00	20.000<=X<=100.000	OK	-
04030101	INCORRECTA EFICACIA DEL FRENO DE SERVICIO.	%	74.00	70.000<=X<=100.000	OK	-
04030201	DESEQUILIBRIO DEL FRENO DE SERVICIO EN EL 1º EJE.	%	12.00	0.000<=X<=15.000	OK	0
04030301	DESEQUILIBRIO DEL FRENO DE SERVICIO EN 2 EJES.	***	14.00	0.000<=X<=15.000	OK	-
SISTEMA DE SUSPENSION						
05010301	INCORRECTA EFICACIA DE SUSPENSION 1 EJE	%	96.00	70.001<=X<=100.000	OK	18
05010301	INCORRECTA EFICACIA DE SUSPENSION 1 EJE	%	96.00	70.001<=X<=100.000	OK	19
05010401	DESEQUILIBRIO DE SUSPENSION 1ER EJE.	%	0.00	0.000<=X<=30.000	OK	0
05010501	INCORRECTA EFICACIA DE SUSPENSION 2DO. EJE.	%	92.00	80.001<=X<=100.000	OK	19
05010501	INCORRECTA EFICACIA DE SUSPENSION 2DO. EJE.	%	91.00	80.001<=X<=100.000	OK	18
05010601	DESEQUILIBRIO DE SUSPENSION 2DO. EJE.	%	1.00	0.000<=X<=30.000	OK	1
CONTAMINACION AMBIENTAL						
10020101	INCORRECTA EMISION DE CO CORREGIDO EN RALENTI	%	0.21	0.000<=X<=1.300	OK	-
10020103	INCORRECTA EMISION DE O2 EN RALENTI	%	0.61	0.000<=X<=3.500	OK	-
10020104	INCORRECTA EMISION DE HC EN RALENTI	ppm	98.00	0.000<=X<=200.000	OK	-
10020106	MEDICION DE RPM	***	660.00	500.001<=X<=1200.000	OK	-
10020501	INCORRECTA EMISION DE CO CORREGIDO EN ALTAS RPM	%	0.88	0.000<=X<=1.300	OK	-
10020504	INCORRECTA EMISION DE HC EN ALTAS RPM	ppm	122.00	0.000<=X<=200.000	OK	-

Anexo 6.

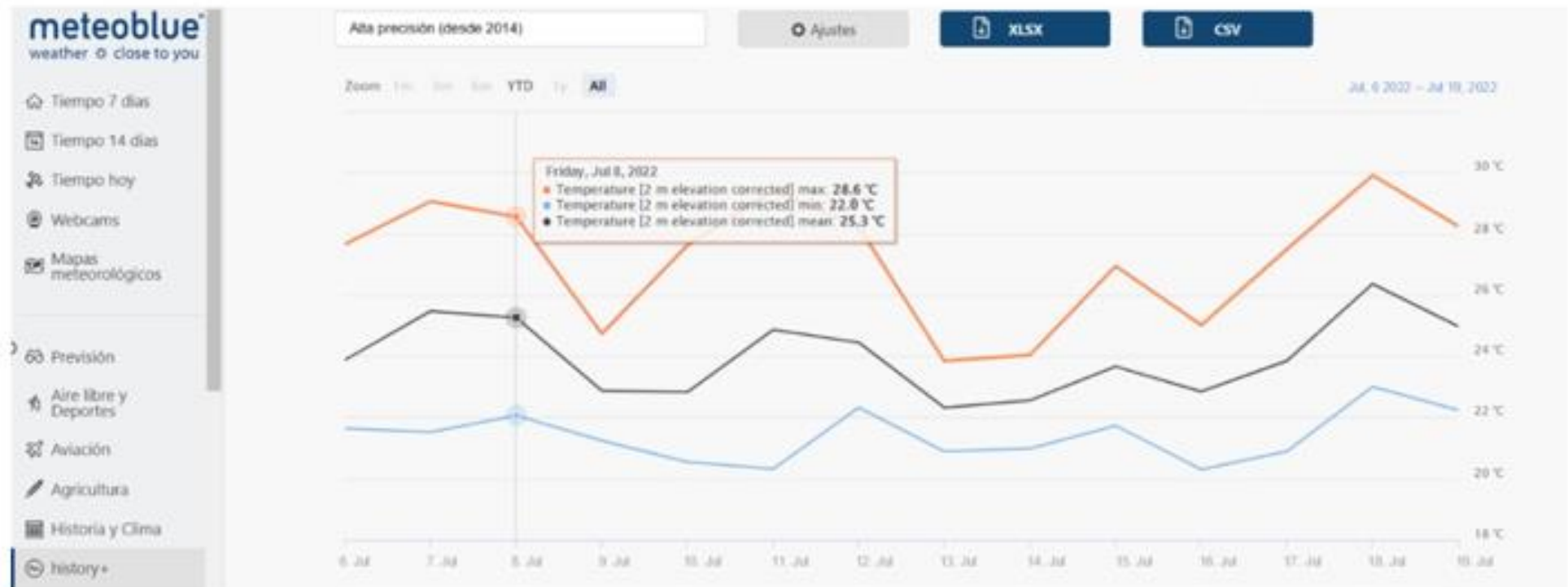
Datos de adquisición del banco Dinamométrico.

RPM	Potencia Motor (HP)	Potencia Rueda (HP)	T	Torque Motor (Libras.pie)	Torque Rueda (Libras.pie)	Potencia Motor (HP)	Potencia Rueda (HP)	T	Torque Motor (Libras.pie)	Torque Rueda (Libras.pie)	
2500	43,8	43,8	0,4	90,3	90,3	32,7	32,7	0,4	122,4	122,4	75,5
2600	45,1	45,1	0,7	90,4	90,4	33,6	33,6	0,7	122,6	122,6	135,9
2700	46,3	46,3	0,9	90,5	90,5	34,5	34,5	0,9	122,7	122,7	
2800	52,7	48,8	1,4	98,3	90,9	39,3	36,4	1,4	133,3	123,2	
2900	54,7	50,6	1,8	97,8	90,4	40,8	37,7	1,8	132,6	122,6	
3000	57,0	52,7	2,2	97,9	90,4	42,5	39,3	2,2	132,8	122,6	
3100	58,1	53,6	2,4	97,9	90,3	43,3	40,0	2,4	132,7	122,4	
3200	59,2	54,5	2,7	97,8	90,2	44,1	40,6	2,7	132,6	122,3	
3300	61,2	56,4	3,0	97,9	90,2	45,6	42,1	3,0	132,7	122,3	
3400	63,5	58,5	3,4	98,3	90,5	47,4	43,6	3,4	133,3	122,7	
3500	65,8	60,5	3,8	98,8	91,0	49,1	45,1	3,8	134,0	123,4	
3600	67,6	62,1	4,1	98,7	90,8	50,4	46,3	4,1	133,8	123,1	
3700	69,8	64,2	4,5	99,2	91,3	52,0	47,9	4,5	134,5	123,8	
3800	70,6	64,8	4,8	97,8	89,8	52,6	48,3	4,8	132,6	121,8	
3900	72,6	66,6	5,2	98,2	90,1	54,1	49,7	5,2	133,1	122,2	
4000	75,2	69,0	5,8	98,3	90,2	56,1	51,5	5,8	133,3	122,3	
4100	77,0	70,6	6,1	97,7	89,5	57,4	52,6	6,1	132,5	121,3	
4200	77,1	70,5	6,4	95,9	87,6	57,5	52,6	6,4	130,0	118,8	
4300	77,0	70,1	6,8	94,0	85,6	57,4	52,3	6,8	127,4	116,1	
4400	82,7	75,6	7,4	98,2	89,8	61,7	56,4	7,4	133,2	121,8	

4500	86,7	79,3	7,6	100,2	91,7	64,7	59,1	7,6	135,9	124,3	135,9
4600	88,1	80,6	8,0	100,2	91,5	65,7	60,1	8,0	135,8	124,1	
4700	89,5	81,7	8,2	100,1	91,4	66,7	60,9	8,2	135,7	123,9	
4800	91,2	83,1	8,8	99,5	90,8	68,0	62,0	8,8	135,0	123,1	
4900	92,7	84,4	9,0	99,0	90,1	69,1	62,9	9,0	134,2	122,2	
5000	93,6	85,1	9,6	97,9	89,0	69,8	63,5	9,6	132,7	120,7	
5100	95,1	86,3	9,8	97,5	88,4	70,9	64,4	9,8	132,1	119,9	
5200	96,1	87,1	10,3	96,6	87,5	71,7	65,0	10,3	131,0	118,6	
5300	97,1	87,8	10,6	95,9	86,7	72,4	65,5	10,6	130,0	117,5	
5400	98,7	89,1	11,1	95,7	86,4	73,6	66,4	11,1	129,7	117,1	
5500	99,3	89,4	11,5	94,2	84,8	74,0	66,7	11,5	127,8	115,0	
5600	99,6	89,4	11,8	93,1	83,5	74,3	66,7	11,8	126,2	113,2	
5700	99,6	89,1	12,2	91,6	82,0	74,3	66,4	12,2	124,2	111,2	
5800	100,8	90,0	12,7	91,0	81,3	75,2	67,1	12,7	123,4	110,2	
5900	101,2	90,0	13,1	89,7	79,8	75,5	67,1	13,1	121,6	108,2	75,5
6000	101,0	89,5	13,6	88,0	78,0	75,3	66,7	13,6	119,3	105,8	
6100	100,3	88,4	13,9	86,2	76,0	74,8	65,9	13,9	116,8	103,0	

Anexo 7.

Reporte de Clima Según Prueba experimentales de la ciudad de Cuenca.



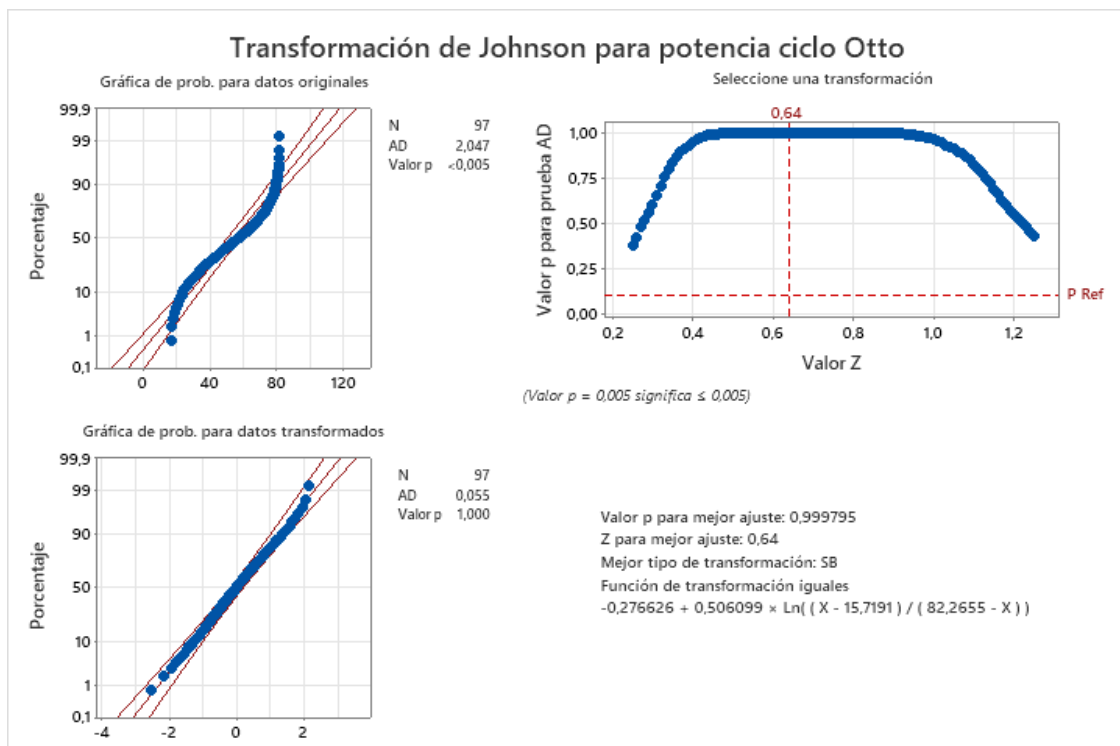
Anexo 8.

Normalidad de los datos del torque experimental



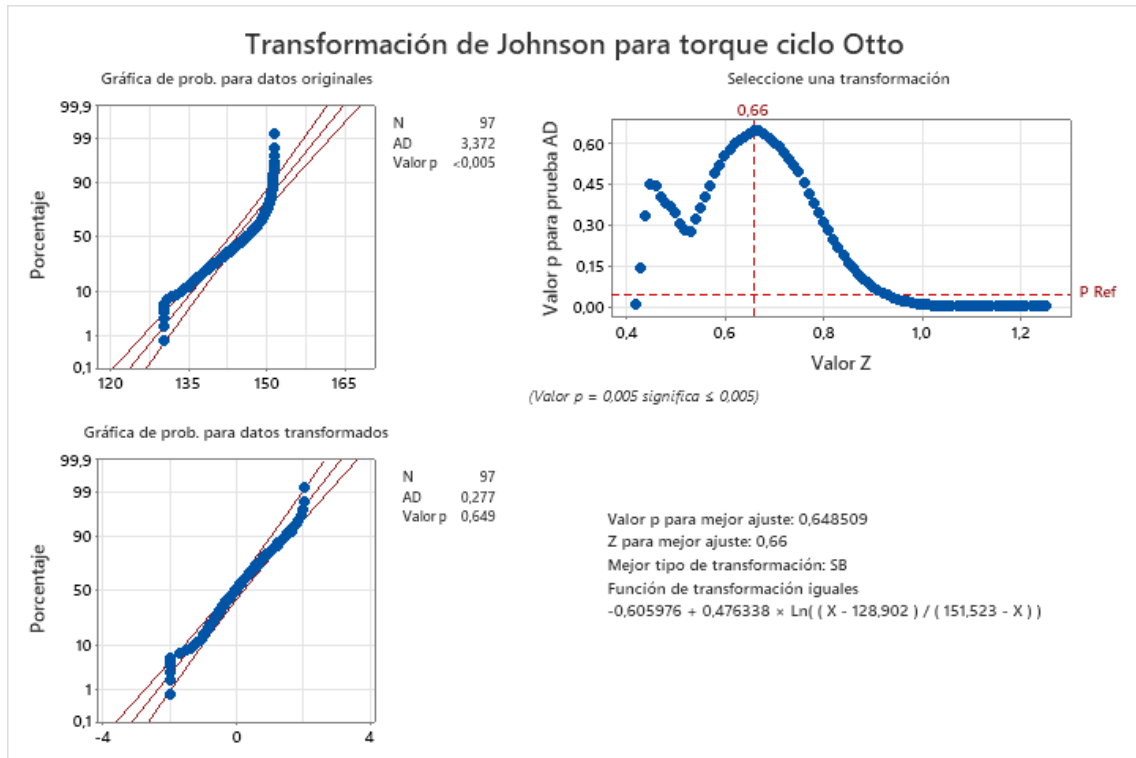
Anexo 9.

Normalidad de los datos de la potencia experimental



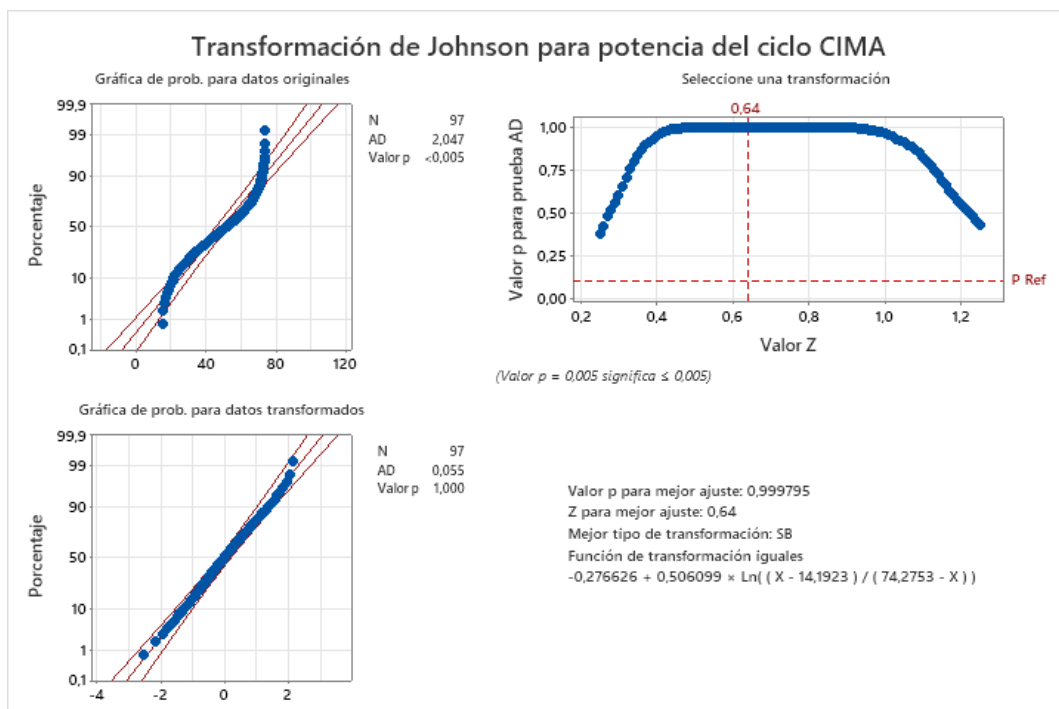
Anexo 10.

Normalidad de los datos del torque del ciclo Otto



Anexo 11.

Normalidad de los datos de la potencia del ciclo CIMA



Anexo 12.

Normalidad de los datos del torque del ciclo CIMA

