

**MODELO TERMODINÁMICO IDEAL PARA ESTIMAR LAS
CURVAS CARACTERÍSTICAS DE UN MOTOR DE
COMBUSTIÓN INTERNA DE ENCENDIDO POR COMPRESIÓN**

KEVIN PIPICANO JURADO

**PROGRAMA DE INGENIERIA MECANICA
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA,
MECATRONICA E INDUSTRIAL
FACULTAD DE INGENIERIAS Y ARQUITECTURAS**



UNIVERSIDAD DE PAMPLONA
PAMPLONA, diciembre 1 de 2022

MODELO TERMODINÁMICO IDEAL PARA ESTIMAR LAS CURVAS CARACTERÍSTICAS DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA DE ENCENDIDO POR COMPRESIÓN

KEVIN PIPICANO JURADO

**Trabajo de grado presentado como requisito para optar al título de
INGENIERO MECÁNICO**

Director: MAITE MARLLERLING VELASCO CHACON

Magister en Ingeniería Mecánica

maite.velasco@unipamplona.edu.co

Codirector: JAMES RONALD VERA ROZO

Magister en Ingeniería Mecánica

james.vera@unipamplona.edu.co

**PROGRAMA DE INGENIERIA MECANICA
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA,
MECATRONICA E INDUSTRIAL
FACULTAD DE INGENIERIAS Y ARQUITECTURAS
UNIVERSIDAD DE PAMPLONA**

Pamplona, diciembre 1 de 2022

Dedicatoria

A Dios, Por brindarme mucha sabiduría y guiarme a lo largo de mi vida, mis estudios y el desarrollo de este proyecto de grado.

A toda mi familia, especialmente a mis padres y hermanos por su apoyo incondicional en mi formación profesional y personal, los amo mucho.

AGRADECIMIENTOS

A la Universidad de Pamplona, por brindarme la oportunidad de iniciar y concluir mi formación académica profesional, así como las herramientas necesarias para el desarrollo de este proyecto de grado.

A los docentes del programa de Ingeniería Mecánica, por los conocimientos transmitidos durante mi etapa de pregrado, en especial a los docentes Maite Velasco y James Vera por las enseñanzas y asesoramiento durante el desarrollo de este proyecto de grado.

A mis padres y hermanos, por su inmenso apoyo y darme siempre voz de aliento durante mi etapa de formación académica de pregrado.

A mi familia en general, por darme ese apoyo y aliento para culminar mi carrera profesional.

TABLA DE CONTENIDO

1. INTRODUCCION	20
1.1 JUSTIFICACION.....	22
1.2 OBJETIVOS.....	23
1.2.1 Objetivo general	23
1.2.2 Objetivos específicos	23
2. MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA (MCI)	24
2.1 Clasificación de los motores de combustión interna alternativos.....	25
2.1.1 Según el proceso de combustión.	25
2.1.2 Según el ciclo de trabajo.	25
2.2 EL PROCESO DE COMBUSTIÓN	26
2.3 PRINCIPALES COMPONENTES DE UN MEC	27
2.4 CICLOS TERMODINÁMICOS	28
2.4.1 Ciclo Otto	31
2.4.2 Ciclo Diésel	32
2.4.3 Ciclo Dual	33
2.5 FRACCION RESIDUALES	34
2.6 DESCRIPCIÓN DE DIVERSOS MODELOS TERMODINÁMICOS ENCONTRADOS.....	35
2.7 METODOLOGIA.....	40
2.7.1 FASES Y METODOLOGÍA DEL DISEÑO.....	40
3. MODELO TERMODINÁMICO	41
3.1 PARÁMETROS GEOMÉTRICOS.....	41
3.2 MASA DE LA MEZCLA.....	41
3.3 ESTADOS DEL CICLO TERMODINÁMICO	43
3.4 RELACIÓN ENTRE LA ENERGÍA APORTADA A VOLUMEN CONSTANTE Y LA APORTADA A PRESIÓN CONSTANTE.....	44
3.5 TEMPERATURA DE ESCAPE	46
3.6 FRACCIONES RESIDUALES.....	46
3.7 TEMPERATURA AL INICIO DE COMPRESIÓN	46
3.8 PARÁMETROS DE OPERACIÓN DEL MOTOR	47
4. DISEÑO DE LA INTERFAZ GRÁFICA DE USUARIO.....	50

4.1	DISEÑO DE DIAGRAMAS DE FLUJO PARA EL DESARROLLO DE LAS FASES DE SIMULACIÓN DEL PROGRAMA.....	50
4.2	DISEÑO DE LA INTERFAZ GRÁFICA DE USUARIO MEDIANTE <i>DIAGRAM WINDOW</i> DEL EES.....	52
4.3	INTERFACES GRÁFICAS CREADAS.....	52
4.3.1	Interfaz gráfica de presentación.	53
4.3.2	Interfaz de parámetros de entrada.	53
4.3.3	Interfaz de la selección de análisis.....	54
4.3.4	Interfaz de los cálculos termodinámicos.....	54
4.3.5	Interfaz de los cálculos geométricos.	55
4.3.6	Interfaz de curvas características del motor.....	56
4.3.7	Interfaz de la comparación de dos PCI.	57
5.	RESULTADOS.....	59
5.1	AJUSTE DEL MODELO TERMODINÁMICO.....	59
5.2	COMPARACIÓN DE COMBUSTIBLES.....	64
5.3	COMPARACIÓN DEL MODELO PLANTEADO CON OTROS MODELOS DE CARACTERÍSTICAS SIMILARES.....	66
6.	CONCLUSIONES.....	77
7.	RECOMENDACIONES Y TRABAJOS FUTUROS.....	78
	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	79
	ANEXOS.....	81
	Anexo 1: Encuesta	81
	Anexo 2: Código de programación realizado en EES.....	84
	Anexo 3: Manual de usuario	88

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Descripción de los modelos termodinámico encontrados en la literatura.	35
Tabla 2. Datos del motor usados para validar el modelo.	59
Tabla 3. Valores experimentales obtenidos del mapa de funcionamiento del motor.	61
Tabla 4. Valores de PCI.	64
Tabla 5. Parámetros del motor para comparar.	67
Tabla 6. Comparación de resultados de los modelos.	68
Tabla 7. Parámetros del motor dos para comparar.....	70
Tabla 8. Comparación de resultados de los modelos.	71
Tabla 9. Parámetros del motor tres para comparar.	73
Tabla 10. Comparación de resultados de los modelos.	74

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Diagrama de la transformación de la energía en un MCI.	24
Figura 2. Diagrama presión-volumen en un MCI.	26
Figura 3. Fases de un motor de 4 tiempos.	27
Figura 4. Despiece de los elementos principales de un MEC.	28
Figura 5. Diagrama presión-volumen del ciclo Otto ideal y el ciclo Otto real.	29
Figura 6. Reemplazo del proceso de combustión en el ciclo real (a), por un proceso de adición de calor (b).	30
Figura 7. Diagrama a) P-V y b) T-S del ciclo Otto.	31
Figura 8. Diagrama a) P-V y b) T-S del ciclo Diésel.	32
Figura 9. Diagrama a) P-V y b) T-S del ciclo Dual.	33
Figura 10. Diagrama de flujo de la metodología de diseño.	40
Figura 11. Diagrama de flujo de la interfaz gráfica de usuario.	50
Figura 12. Flujo de información de la herramienta computacional.	51
Figura 13. Pantalla del <i>Diagram Window</i> del software EES.	52
Figura 14. Pantalla de inicio de la simulación del motor.	53
Figura 15. Ventana de la interfaz de parámetros de entrada para la simulación del motor.	53
Figura 16. Ventana de la interfaz de selección de análisis de datos.	54
Figura 17. Ventana de la interfaz de los cálculos termodinámicos.	55
Figura 18. Ventana de la interfaz de los cálculos geométricos.	55
Figura 19. Ventana de la interfaz de las curvas características del motor.	56
Figura 20. Ventana de la interfaz del par efectivo del motor.	56
Figura 21. Ventana interfaz comparación de dos PCI.	57
Figura 22. Ventana interfaz comparación dos PCI de la potencia efectiva.	57
Figura 23. Mapa de funcionamiento del motor.	60
Figura 24. Comparación entre el consumo específico, el par y la potencia experimentales con los resultados del modelo planteado.	62
Figura 25. Rendimiento mecánico utilizado para ajustar los resultados del modelo.	62
Figura 26. Curvas de Potencia efectiva para diferentes cargas.	63
Figura 27. Curvas de Par efectivo para diferentes cargas.	64
Figura 28. Par efectivo variando el PCI.	65
Figura 29. Potencia efectiva variando el PCI.	65
Figura 30. Consumo específico efectivo variando el PCI.	66
Figura 31. Curvas características de los modelos.	69
Figura 32. Curvas características de Par de los modelos a comparar.	71
Figura 33. Curvas características de la potencia de los modelos a comparar.	72
Figura 34. Curvas características de Par de los modelos a comparar.	75
Figura 35. Curvas características de la potencia de los modelos a comparar.	75
Figura 36. Curvas características del consumo específico de los modelos a comparar.	76

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Término	Unidad SI
AC	Relación aire/combustible	
C	Calor específico	$\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$
D	Diámetro del cilindro	m
S	Carrera del pistón	m
m	Masa	kg
M	Par	$\text{kN} \cdot \text{m}$
N	Potencia	kW
n	Régimen de giro	RPM
i	Numero de ciclos por vuelta	
PCI	Poder calorífico inferior	kJ/kg
$PCVC$	Porcentaje de combustión a volumen constante	
Pme	Presión media efectiva	kPa
Pmi	Presión media indicada	kPa
Q	Energía de forma de calor	kJ
R	Constante del aire	$\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$
r_c	Relación de compresión	
T	Temperatura	K
U	Energía interna	kJ
U	Energía interna por unidad de masa	kJ/kg
V	Volumen	m^3
W	Trabajo	kJ
x_r	Fracción de residuales	
α	Grado de combustión a volumen constante	
β	Grado de combustión a presión constante	
γ	Relación de calores específicos	
η	Rendimiento térmico	
λ	Relación aire/combustible relativa	

Subíndices

<i>a</i>	Aire
<i>d</i>	Desplazado
<i>c</i>	Cámara de combustión
<i>e</i>	Efectivo
<i>ep</i>	Entrada a presión constante
<i>ev</i>	Entrada a volumen constante
<i>est</i>	Estequiométrico
<i>esc</i>	Escape
<i>i</i>	Indicado
<i>m</i>	Mezcla
<i>s</i>	Salida
<i>f</i>	Combustible
<i>r</i>	Residuales

GLOSARIO

- **Poder calorífico inferior (PCI):** Es el calor total liberado por la combustión completa de 1 kg de combustible, en donde no se incluye la parte correspondiente al calor latente del vapor de agua de combustión, ya que no hay cambio de fase y se retira en forma de vapor de agua.
- **Reacción exotérmica:** Es una reacción química que libera energía en forma de luz o calor. En esta, la energía de los reactivos iniciales es mayor que la de los productos obtenidos.
- **Irreversibilidades termodinámicas:** Se refiere a aquellos procesos que son irreversibles en el tiempo.
- **Relación aire/combustible:** Es un número que expresa la cantidad de aire (expresado en masa o volumen) aspirado por un motor de combustión para una cantidad unitaria de combustible sólido, líquido o gaseoso presente en un proceso combustión.
- **Eficiencia:** se utiliza para describir la energía que un sistema puede extraer y hacer útil de su fuente de energía.
- **Presión media efectiva (*pme*):** Es un valor promedio de las presiones que se producen dentro del cilindro durante las fases de combustión y expansión.

RESUMEN EXTENDIDO

Modelo termodinámico ideal para estimar las curvas características de un motor de combustión interna de encendido por compresión

Pipicano Kevin^a, Velasco Maite^a, Vera James^a

^a*Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad de Pamplona, Norte de Santander, Colombia*

Resumen

Este trabajo presenta un modelo termodinámico simple junto con una interfaz de usuario para modelar las curvas características de un motor de combustión interna alternativo. El modelo presentado se basa en consideraciones de un ciclo de aire estándar, aun así, incluye elementos que permiten una estimación muy precisa del rendimiento del motor. como el cálculo de la fracción residual, la temperatura y la presión al comienzo de la compresión y la combustión a volumen y presión constantes, y el porcentaje de combustible. Los resultados obtenidos con el modelo son validados con resultados experimentales y son presentados mediante una interfaz de usuario que permite cambiar la geometría del motor (número de cilindros, diámetro de pistón, carrera, relación de compresión y la relación aire/combustible), variables físicas (temperatura ambiente y presión atmosférica) y el poder calorífico inferior del combustible. Este modelo fue comparado con otros modelos que presentan características similares, presentando poca desviación.

Palabras clave: motor, modelo termodinámico, ciclo dual, diésel

Abstract

This paper presents a simple thermodynamic model together with a user interface to model the characteristic curves of a reciprocating internal combustion engine. The model presented is based on considerations of a standard air cycle, however, it includes elements that allow a very accurate estimation of the engine performance, such as the calculation of the residual fraction, the temperature and pressure at the beginning of compression and combustion at constant volume and pressure, and the percentage of fuel. The results obtained with the model are validated with experimental results and are presented through a user interface that allows changing the engine geometry (number of cylinders, piston diameter, stroke, compression ratio and air/fuel ratio), physical variables (ambient temperature and atmospheric pressure) and the lower calorific value of the fuel. This model was compared with other models with similar characteristics, showing little deviation.

Keywords: Engine, Thermodynamic model, dual cycle, diesel, diesel

1. Introducción

Los objetivos de las curvas características de los motores de combustión interna alternativos (MCIA) presentan los parámetros de salida del motor en función de las principales variables de operación. En general, el par motor, la potencia y el consumo específico de combustible son los parámetros de salida más importantes en la mayoría de las aplicaciones [1]. Se suelen diferenciar dos tipos principales de curvas características; las de plena carga, las cuales se obtienen con el accionamiento al máximo del acelerador, y las de carga parcial. En ambos casos la variable de operación que suele usarse para definir cada punto de funcionamiento es el régimen de giro [2].

Todos los motores nuevos son sometidos a una larga serie de mediciones alternadas con severas pruebas de durabilidad y de carga, que se repiten hasta que tras una precisa puesta a punto, se alcanzan los resultados

previstos en el proyecto. Las pruebas principales son las que sirven para obtener las curvas características del motor. Existe la posibilidad de trabajar sobre una simulación del comportamiento del motor, variando parámetros que no se podrían variar sobre el equipo real de laboratorio.

Los procesos reales que tienen lugar en los MCIA son demasiado complejos para poder realizar un análisis completo de los mismos. Por lo tanto, muchas veces se recurre a procesos teóricos en los que es más fácil realizar cálculos y sacar conclusiones que ayuden a comprender el proceso real.

En este trabajo se presenta el desarrollo de un modelo termodinámico simple que sirva para simular las curvas características de un MCIA junto con una interfaz gráfica de usuario, sin los elevados costos de la experimentación. Siendo así una herramienta base para la generación de conocimiento por parte de los estudiantes de ingeniería.

2. Ciclo teórico de aire estándar

Cuando analizamos el modelo del ciclo termodinámico en los motores alternativos, se debe considerar que el aire o una mezcla aire-combustible pueda contener partículas de otros residuos por la combustión, los cuales pueden oxidarse y producir otras especies químicas, tales como óxidos de nitrógeno y cualquier residuo adicional que pueda contener el combustible como el azufre. Si bien es cierto que analizar la realidad es complicado, para la finalidad de simplificar y facilitar la resolución matemática, se usa aire estándar como fluido de trabajo base para que los procesos reales se aproximen a los procesos ideales. A continuación, se mostrarán las consideraciones y suposiciones esenciales para idealizar los procesos termodinámicos reales [3], [4].

- La combinación de gases en el ciclo real se sustituye por aire como gas ideal, por lo tanto, en el estudio se emplean propiedades y ecuaciones de los gases ideales.
- Mientras que el ciclo ideal es cerrado, el ciclo real es abierto. Esto ocurre con los motores de combustión interna porque los gases que se evacúan del motor (gases de escape) no se devuelven a su estado inicial ni recirculan dentro de la máquina; en cambio, se liberan en el medio ambiente.

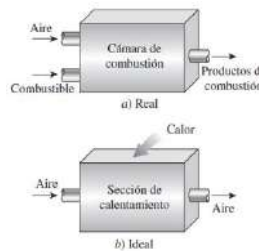


Figura 1. Reemplazo del proceso de combustión en el ciclo real (a), por un proceso de adición de calor (b). Fuente: [3]

- El proceso de combustión se sustituye cuantitativamente por un proceso conocido como aporte de calor a partir de una fuente externa, cuyo tamaño corresponde a la cantidad de energía liberada por el combustible en la reacción de combustión. Esto se debe al hecho de que el aire por sí solo no puede hacer ignición ver Figura 1.
- El proceso de escape es sustituido por un proceso llamado extracción de calor, que denota cuantitativamente el retorno del fluido de trabajo a sus condiciones iniciales después de la fase de expansión.
- Se cree que los procesos de compresión y expansión son internamente reversibles, isoentrópicos y adiabáticos. Por otro lado, el proceso de combustión es idealizado como un proceso a presión constante (MEC) o a volumen constante (MEP), así como el proceso de escape de gas, es considerado un proceso a volumen constante.
- La fricción y las pérdidas son eliminadas por otras fuerzas no conservativas, así como las reducciones

de presión provocadas por el flujo de fluido de trabajo en tuberías y otros componentes, son despreciadas en el ciclo ideal.

- El único factor que puede cambiar la entropía de los procesos es la transferencia de calor en el transcurso del ciclo, ya que el ciclo ideal no tiene irreversibilidades internas.

3. Modelo termodinámico-ciclo dual

Para evitar la sobrecarga mecánica del motor, este ciclo tiene en cuenta la restricción que tienen los motores en su capacidad de superar un determinado valor de presión máxima como se muestra en la Figura 2. En efecto, la ley de inyección se controla en los motores diésel para limitar los valores máximos de presión. Adicionalmente, este ciclo representa el proceso de combustión de manera flexible porque consta de dos secuencias: un proceso de aporte de calor a volumen constante y otro adicional a presión constante que le sigue [1].

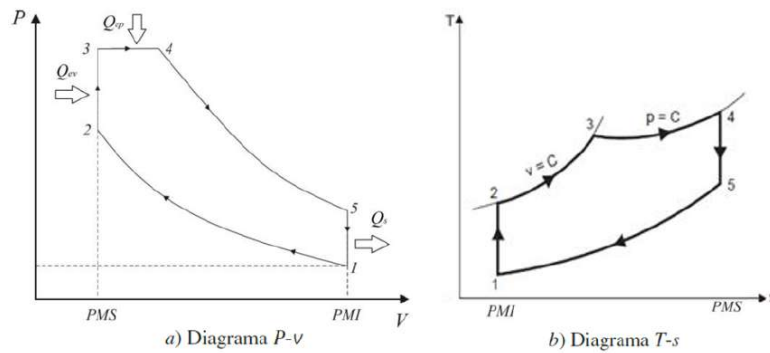


Figura 2. Figura 9. Diagrama a) P-V y b) T-S del ciclo Dual. Fuente: [1]

- Proceso 1-2: Compresión isoentrópica.
- Proceso 2-3: Entrada de energía como calor a volumen constante, Q_{ev} . Asumiendo que la masa desarrollada en el ciclo es m : $Q_{ev} = mc_v(T_3 - T_2)$.
- Proceso 3-4: Entrada de energía como calor a presión constante, Q_{ep} : $Q_{ep} = mc_p(T_4 - T_3)$.
- Proceso 4-5: Hasta que el volumen alcanza el estado inicial, expansión isoentrópica.
- Proceso 5-1: Salida de energía como calor a volumen constante, Q_s , hasta alcanzar la presión alcanza el estado inicial. Este proceso caracteriza la renovación de la carga y es el que cierra el ciclo.

4. Desarrollo de la simulación

El siguiente diagrama de la Figura 3 muestra el flujo de la herramienta computacional, el cual reúne las ecuaciones necesarias del modelo matemático planteado basado en ciclos ideales que nos permita calcular las prestaciones del motor de encendido por compresión a partir de ciertos parámetros iniciales.

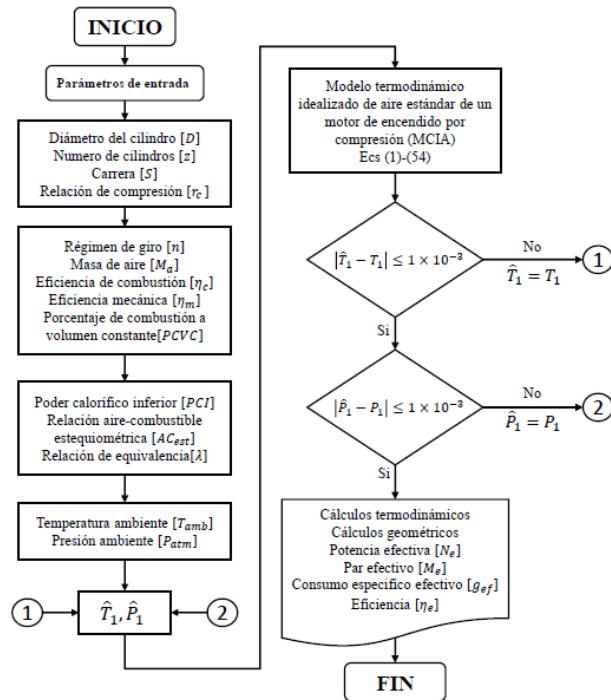


Figura 3. Flujo de información de la herramienta computacional. Fuente: Autor.

4.1. Diseño de la interfaz gráfica de usuario mediante Diagram Window del EES

Para incorporar todos los aspectos mencionados en los apartados anteriores se ha utilizado el programa EES. Con este programa se ha creado una interfaz gráfica utilizando una de sus herramientas llamada *Diagram Window*, con el fin de facilitar al usuario la introducción de variables y el estudio de los resultados obtenidos.

Se crearon un total de siete interfaces como lo son: Interfaz gráfica de presentación, Interfaz de parámetros de entrada, Interfaz de la selección de análisis a obtener, Interfaz de los cálculos termodinámicos, Interfaz de los cálculos geométrico, Interfaz de curvas características del motor y la Interfaz de la comparación de dos Poder calorífico inferior (PCI). Las cuales están estructuradas como se muestra en la Figura 4.



Figura 4. Ventana de la interfaz de presentación e ingreso de parámetros de entrada. Fuente: Autor.

En esta interfaz mostrada en la Figura 5, se ven los cálculos termodinámicos y geométricos ordenados por procesos y separados por cuadros para facilitar la comprensión por parte del usuario, también se puede seleccionar a que régimen de giro desea obtener dichos cálculos.



Figura 5. Ventana de la interfaz de los cálculos termodinámicos y geométricos. Fuente: Autor.

En esta interfaz se muestran las curvas características que brindan al usuario información acerca del funcionamiento del motor que se está simulando, como lo son el par efectivo, la potencia efectiva, el consumo específico efectivo y el rendimiento efectivo que están en función del número de revoluciones por minuto (RPM) como se muestran en la Figura 6.

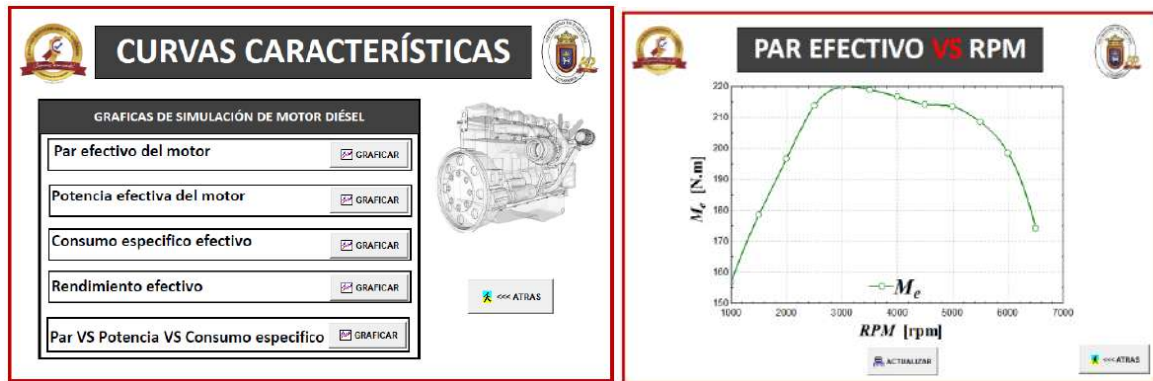


Figura 6. Ventana de la interfaz de las curvas características del motor. Fuente: Autor.

AJUSTE DEL MODELO TERMODINÁMICO

El modelo fue programado en el software Equation Engineering Solver, EES, [5]. Para la validación del modelo se usaron los datos mostrados en la Figura 7 como entradas a la simulación y también para obtener los resultados experimentales [6].

Tipo de motor:	MEC
Numero de cilindros, z :	6
Diámetro del pistón, D [mm]:	81
Carrera, S [mm]:	77,4
Relación de compresión, r_c :	8
Poder calorífico inferior, PCI [MJ/kg]:	42000
Relación aire-combustible estequiométrica, AC_{est} :	14,5
Relación aire-combustible relativa, λ :	1

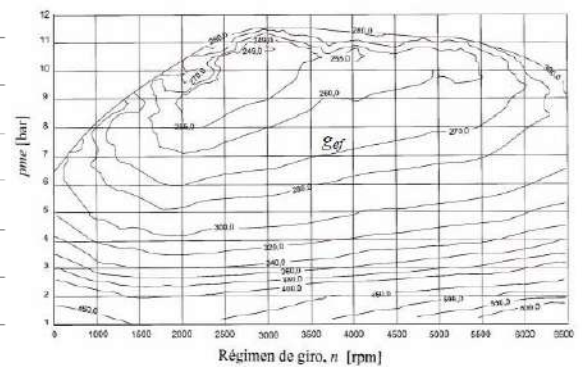


Figura 7. Características del motor utilizado para la validación del modelo. Fuente: [6]

Para el desarrollo y validación del modelo se usaron los valores de la masa de aire que ingresa al cilindro, esto

en función del régimen de giro, para luego calcular la masa de la mezcla.

Una vez hallados los valores mencionados anteriormente se procede a calcular los valores experimentales del motor, como se muestra en la Tabla 1.

RPM [rev/min]	p_{me} [bar]	g_{ef} [g/kWh]	Q_{aire} [L/min]	M_e [kN.m]	N_e [kW]
1000	8,24	290	991,7	156,9	16,43
1500	9,38	269	1571	178,6	28,06
2000	10,33	270	2315	196,7	41,2
2500	11,23	280	3262	213,9	55,99
3000	11,55	280	4026	220	69,1
3500	11,5	280	4677	219	80,27
4000	11,38	280	5290	216,7	90,78
4500	11,25	280	5883	214,2	101
5000	11,21	280	6513	213,5	111,8
5500	10,95	280	6998	208,5	120,1
6000	10,42	300	7784	198,4	124,7
6500	9,15	300	7405	174,2	118,6

Tabla 1. Valores experimentales obtenidos del mapa de funcionamiento del motor. Fuente: Autor.

Los valores de rendimiento mecánico (η_m), rendimiento a la combustión (η_c), y el porcentaje de combustión a volumen constante ($PCVC$), son parámetros que en principio se supondrán, luego serán usados para ajustar los resultados y las curvas del modelo con los resultados experimentales de referencia.

Una vez ajustado el modelo con los resultados experimentales se procede a graficar las curvas de potencia efectiva (N_e), par efectivo (M_e) y consumo específico efectivo de combustible (g_{ef}) como se muestra en la Figura 24, con los valores obtenidos del modelo y los datos experimentales obtenidos con el mapa de funcionamiento del motor mostrado en la Figura 23.

Para la comparación de los resultados del modelo con los experimentales, se usaron los valores obtenidos de la Tabla 3.

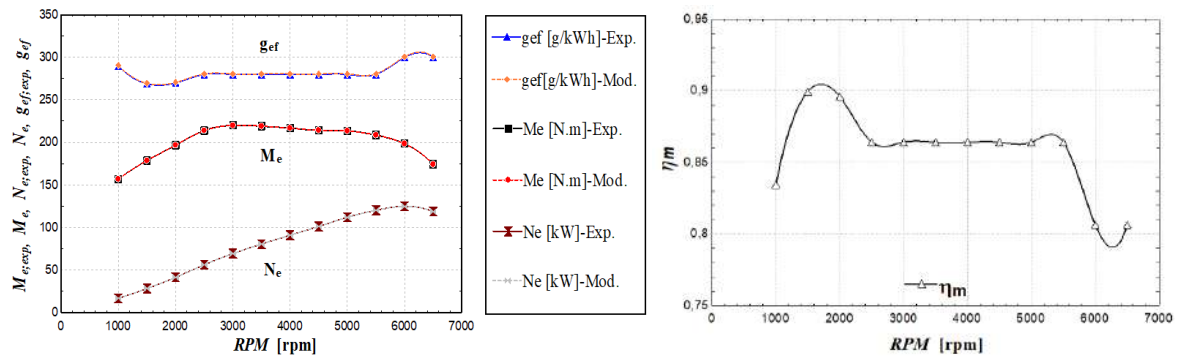


Figura 8. Comparación entre el consumo específico, el par y la potencia experimentales con los resultados del modelo planteado y gráfica Rendimiento mecánico utilizado para ajustar los resultados del modelo. Fuente: Autor.

Como se puede observar en la Figura 8, el modelo se ajusta de manera apropiada a los resultados

experimentales, asumiendo un rendimiento a la combustión (η_c) del 0,635, un porcentaje de combustión a volumen constante ($PCVC$) de 0,7 y un rendimiento mecánico (η_m) que cambia con el régimen de giro como se aprecia en la Figura 8.

Ahora se procede a probar el modelo ya ajustado para obtener curvas características para diferentes cargas. La carga correspondiente se determina como el cociente entre la presión media efectiva ($pme (N_e \text{ o } M_e)$) del punto y la presión media efectiva ($pme (N_e \text{ o } M_e)$) máxima en ese régimen de giro. En la Figura 9 se hace la comparación de los resultados del modelo con los obtenidos del mapa de funcionamiento del motor mostrado en la Figura 7.

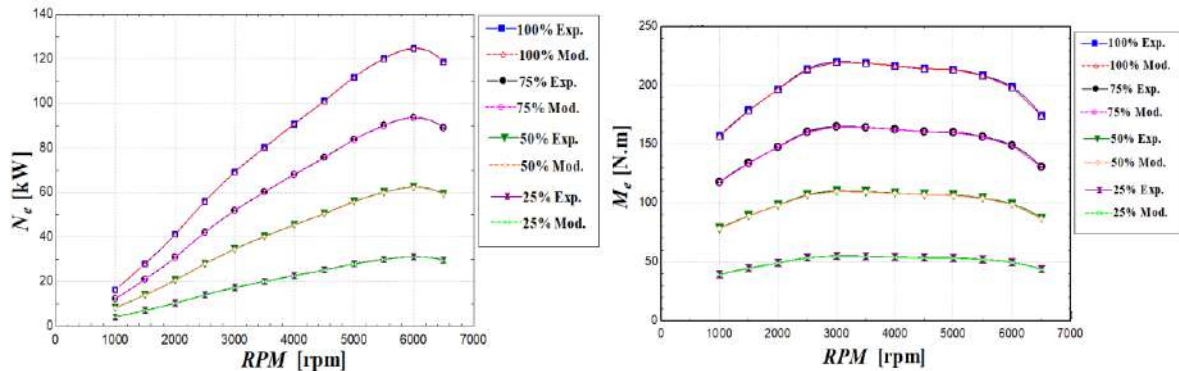


Figura 9. Curvas de Potencia efectiva y par efectivo para diferentes cargas. Fuente: Autor.

En vista de lo anterior, se considera que el modelo se ajusta satisfactoriamente al comportamiento de las diferentes variables y curvas características obtenidas experimentalmente. Permitiendo de esta forma, continuar con el desarrollo del presente estudio.

Conclusiones

El planteamiento y desarrollo del modelo termodinámico idealizado de aire estándar utilizado para la simulación de las curvas características de un motor de encendido por compresión, nos permite obtener las variables de desempeño más relevantes en los motores diésel como el cálculo del par, potencia, fracción de residuales, la temperatura y presión al inicio de la compresión, y el porcentaje de combustible quemado a volumen y presión constante, respectivamente.

Se desarrolló y se ajustó satisfactoriamente un programa para la estimación de curvas características de un motor de encendido por compresión, en donde al ajustar el porcentaje de combustión a volumen constante, el rendimiento a la combustión y el rendimiento mecánico, hace que los resultados obtenidos por el modelo concuerdan bien con los datos experimentales. Se utilizó la herramienta Diagram Window del software EES para diseñar la interfaz gráfica de usuario, con la cual se pudo diseñar cada interfaz que forman parte del programa. Los resultados, gráficos y datos son confiables para comprender todos los parámetros de funcionamiento del motor; por lo tanto, esta herramienta de cálculo se considera confiable y efectiva para fines educativos.

Referencias

- [1] F. Payri González and J. M. Desantes Fernández, Motores de combustión interna alternativos. Reverté,UPV, 2011.
- [2] J. A. Álvarez Flórez and I. Callejón Agramunt, Máquinas térmicas motoras, UPC. edicions UPC, 2002.
- [3] M. A. Boles Yunus, A. Çengel, "Termodinámica, 6ta Edición," p. 1050, 2012.

- [4] W. W. Pulkrabek, Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine, 2nd ed., vol. 53, no. 9. 2004.
- [5] S. A. Klein, "Engineering Equation Solver, EES." 2018.
- [6] F. J. Salvador Rubio, J. J. López Sánchez, and R. Novella Rosa, CUESTIONES Y PROBLEMAS RESUELTOS DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS. 2008.

1. INTRODUCCION

Los objetivos de las curvas características de los motores de combustión interna alternativos (MCIA) abarcan desde el proporcionar al usuario información sobre el funcionamiento de un motor en particular, pasando por la posibilidad de comparación de motores similares, hasta la comparación de motores de distintos tamaños o configuraciones. La disposición que suelen adoptar las curvas para cumplir dichos objetivos consiste en presentar los parámetros de salida del motor en función de las principales variables de operación. En general, el par motor, la potencia y el consumo específico de combustible son los parámetros de salida más importantes en la mayoría de las aplicaciones. Si se quieren comparar motores de distinto tamaño o alimentados por distintos combustibles, se recurre a la correspondiente normalización para cada uno de estos parámetros. El par motor y la potencia se pueden normalizar mediante la presión media efectiva y la potencia específica (potencia por unidad de área superficial de pistones), respectivamente, que son esencialmente independientes del tamaño del motor. Por su parte, el consumo específico de combustible puede adimensionalizarse obteniendo el rendimiento efectivo del motor, independiente del combustible empleado (Payri González & Desantes Fernández, 2011).

Se suelen diferenciar dos tipos principales de curvas características; las de plena carga, las cuales se obtienen con el accionamiento al máximo del acelerador, y las de carga parcial. En ambos casos la variable de operación que suele usarse para definir cada punto de funcionamiento es el régimen de giro, dándose un valor para cada parámetro de salida a cada régimen. El parámetro normalizado para el régimen de giro es la velocidad media del pistón (Álvarez Flórez & Callejón Agramunt, 2002).

Todos los motores nuevos son sometidos a una larga serie de mediciones alternadas con severas pruebas de durabilidad y de carga, que se repiten hasta que tras una precisa puesta a punto, se alcanzan los resultados fijados al inicio del proyecto. Las pruebas principales son las que sirven para obtener las curvas características del motor. Existe la posibilidad de trabajar sobre una simulación del comportamiento del motor, variando parámetros que no se podrían variar sobre el equipo real de laboratorio.

Los procesos reales que tienen lugar en los MCIA son demasiado complejos para poder realizar un análisis completo de los mismos. Por lo tanto, muchas veces se recurre a procesos teóricos en los que es más fácil realizar cálculos y sacar conclusiones que ayuden a comprender el proceso real. Los ciclos teóricos de aire estándar son modelos sencillos utilizados para la simulación de los procesos que se llevan a cabo en los MCIA, si bien su simplicidad provoca que los resultados obtenidos con estos modelos sobreestimen cantidades tales como la potencia y el

rendimiento, no impide que dejen al descubierto los factores más importantes que influyen en el desempeño de los MCIA.

El objetivo principal de este proyecto es desarrollar un modelo termodinámico simple que sirva para simular las curvas características de un MCIA, sin los elevados costos de la experimentación. Siendo así una herramienta que aporte conocimiento a los estudiantes de ingeniería de la Universidad de Pamplona.

1.1 JUSTIFICACION

El desarrollo de diversas herramientas que permitan la formación adecuada y aplicativa de un ingeniero mecánico facilita las metodologías pedagógicas para adquirir conocimientos con aplicaciones definidas. Particularmente la formación de un ingeniero mecánico en el área de los motores de combustión interna permitirá ser más competitivo en el área laboral o continuar con sus estudios de postgrado con la confianza no solo teórica del área térmica como termodinámica, transferencia de calor o combustión; sino desde el área aplicada, entendiendo sus comportamientos principales, la influencia de propiedades del combustible en el rendimiento de combustión, la selección de un motor, las curvas características, etc (Magana, 2017).

Las evaluaciones generales de las prestaciones de un motor están determinadas por múltiples factores, como por ejemplo, el desgaste mecánico de las piezas móviles, la calidad de combustible, la afinidad a la anti detonación en los motores de encendido provocado o la afinidad a la auto ignición en los motores de encendido por compresión, lo que permite comprender de manera experimental y real los motores de combustión (Naaktgeboren, 2017). Pero lastimosamente, en muchas ocasiones no se cuenta con estas herramientas y se debe iniciar con la determinación de fenómenos con la mayor cantidad de idealizaciones posibles. Por esta razón, el modelo de ciclo dual de aire estándar permite evaluar el suministro de calor a presión constante y volumen constante de manera conjugada para estimar de manera ideal el comportamiento que tendría el motor a lo largo del proceso de combustión; evaluando de esta manera las curvas características de potencia, par y consumo solo con datos generales de entrada, la geometría del motor y el poder calorífico del combustible y con las limitaciones de las especificaciones geométricas y operativas de un motor en particular (Salam, Choudhary, Pugazhendhi, Verma, & Sharma, 2020).

Mediante un estudio mostrado en el Anexo 1 de investigación exploratoria y analítica se logró identificar la necesidad de un software de simulación de motores virtuales diésel, enfocándose en el programa de ingeniería mecánica.

El desarrollo de un modelo de ciclo de aire estándar puede presentar múltiples variaciones. Dentro de las principales, está el uso de residuales en el modelo del ciclo, lo que permite tener un comportamiento más real respecto al uso de solamente aire como fluido de trabajo; por lo que es una alternativa al momento de aplicarlo en el desarrollo de este trabajo de grado aportando una herramienta útil que estime las prestaciones del motor y permita el desarrollo de contenidos valiosos en la electiva de motores de combustión interna de la Universidad de Pamplona, Norte de Santander, Colombia

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo general

Desarrollar un modelo termodinámico idealizado para la estimación de las curvas características de un motor de combustión interna de encendido por compresión.

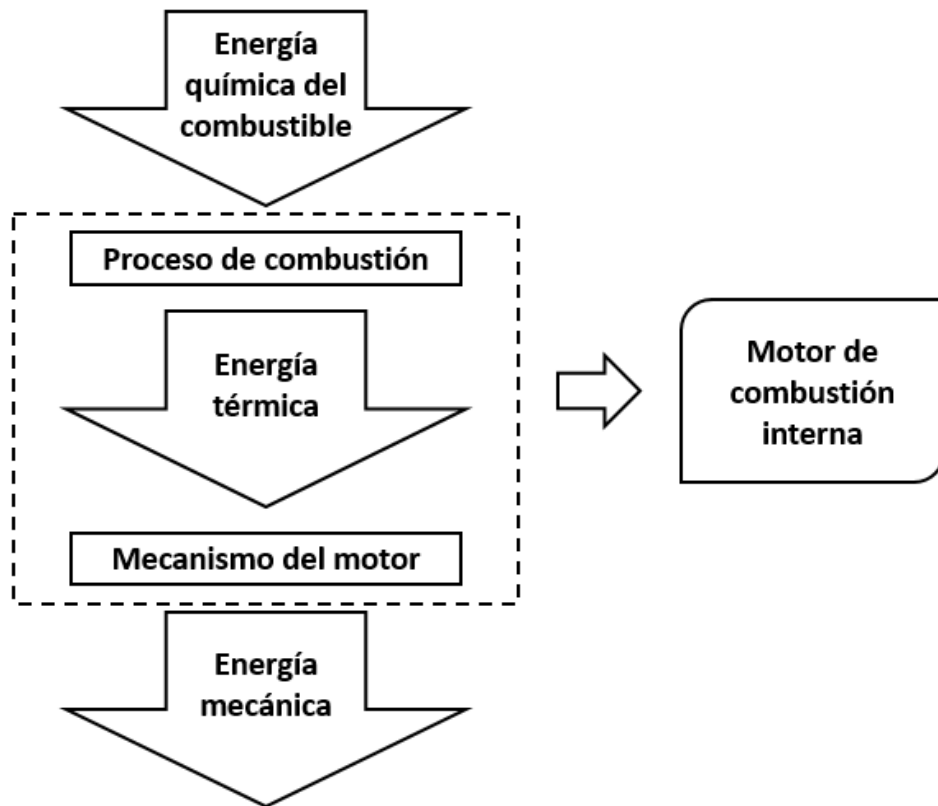
1.2.2 Objetivos específicos

- Plantear un modelo termodinámico idealizado de aire estándar que permita la estimación de las prestaciones de un motor de encendido por compresión.
- Desarrollar y ajustar un programa aplicado a la academia para la estimación de las curvas características de un motor de encendido por compresión usando diésel como combustible.
- Comparar el modelo planteado con otros modelos disponibles en la literatura que presenten características similares.

2. MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA (MCI)

Los motores de combustión interna son máquinas térmicas, por las cuales, la energía química almacenada en el combustible es transformada en energía térmica y más adelante en energía mecánica (Figura 1). Entre los principales tipos de motores de combustión interna se encuentran los alternativos y el motor rotativo.

Figura 1. Diagrama de la transformación de la energía en un MCI.



Fuente: Autor

En los motores alternativos, el pistón se desplaza dentro de un cilindro y transfiere potencia al eje del motor mediante un mecanismo de biela-manivela. La constante rotación del eje genera un movimiento cíclico del pistón. (Payri González & Desantes Fernández, 2011).

2.1 CLASIFICACIÓN DE LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS.

2.1.1 Según el proceso de combustión.

➤ Motores de encendido provocado(MEP)

Los motores de encendido provocado regularmente son asociados con el ciclo Otto ya que presentan similitud entre su ciclo termodinámico de operación y dicho ciclo. La característica principal de este motor es que el comienzo de la combustión es causado por un aporte de energía externa al ciclo termodinámico, esto en motores actuales se obtiene al hacer saltar una chispa entre los dos electrodos de una bujía.

➤ Motores de encendido por compresión(MEC)

Los motores de encendido por compresión están generalmente relacionados con el ciclo Diésel; en estos, la bujía y el carburador son reemplazados por un inyector de combustible. En estos motores, la combustión comienza a través de un proceso de autoencendido de la mezcla de combustible cuando se alcanzan temperaturas suficientemente altas en la cámara debido a la etapa de compresión. Para controlar aproximadamente el encendido, solo se introduce aire durante el proceso de admisión y se inyecta el combustible hacia el final de la carrera de compresión, cuando el aire llega a niveles altos de temperatura para provocar el autoencendido (Heywood, 1988).

2.1.2 Según el ciclo de trabajo.

➤ Motores de cuatro tiempos

En estos motores se completa una carrera útil de trabajo cada dos giros del cigüeñal.

➤ Motores de dos tiempos

Estos motores se caracterizan por completar una carrera útil de trabajo en cada giro del cigüeñal.

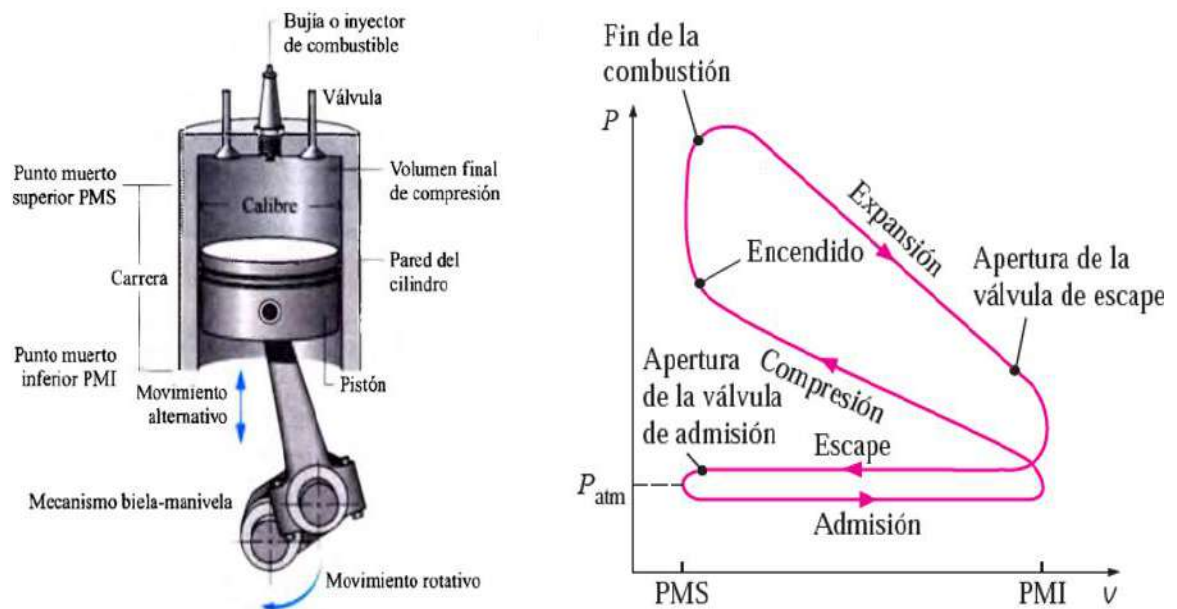
2.2 EL PROCESO DE COMBUSTIÓN

En teoría, la combustión es una rápida reacción química en la que el oxígeno del aire reacciona con el combustible para producir CO_2 y H_2O , así como la liberación de calor (Reacción exotérmica).

Para que la reacción funcione, el combustible debe convertirse en gas y mezclarse con el oxígeno, esto con el objetivo de que se produzca una reacción más eficaz. Debido a que la eficiencia del proceso no es perfecta, algunos de los reactivos no se convertirán en CO_2 y H_2O , si no que generaran compuestos nocivos que se liberaran a la atmosfera en forma de emisiones. Como resultado, un porcentaje de la energía química de los reactivos no se convertirá en calor.

Requiriéndose una reacción rápida y completa, el período de combustión es relativamente breve y dura solo unas pocas decenas de milisegundos. El tiempo típico de combustión oscila entre 40° y 50° de rotación del cigüeñal, en torno a 20° antes del PMS y $20\text{-}30^\circ$ después del PMS como se mira en la Figura 2 (Moran & Shapiro, 2004).

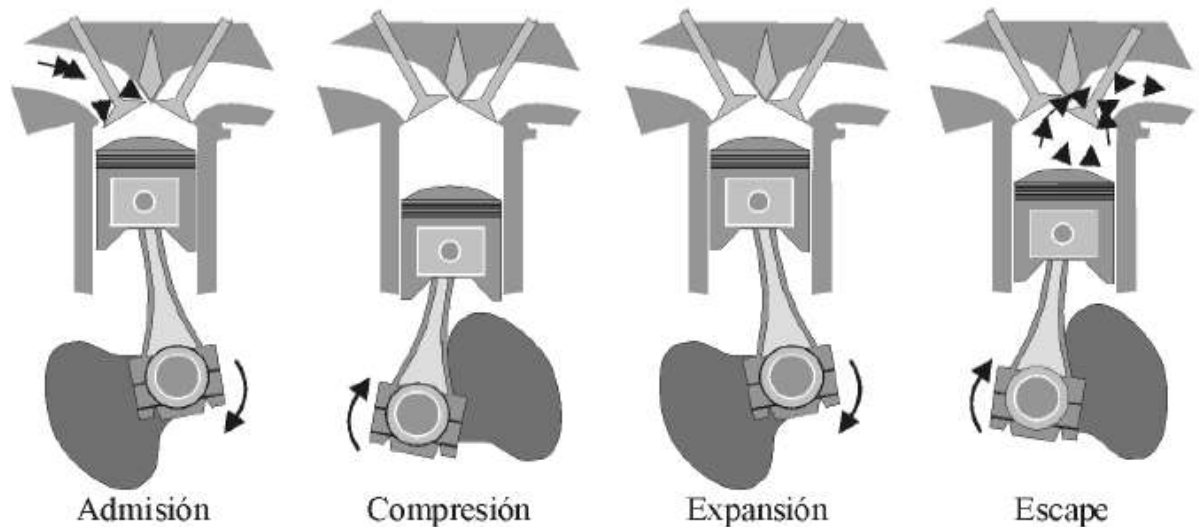
Figura 2. Diagrama presión-volumen en un MCI.



Fuente: Moran & Shapiro (2004), Boles Yunus, A. Çengel (2012)

Los motores de encendido por compresión generalmente utilizan un sistema de cuatro tiempos que son: admisión, compresión, combustión y escape. Su principio de funcionamiento es bastante sencillo (ver Figura 3), en la primera fase el aire ingresa a la cámara de combustión, en la segunda el aire es comprimido por el émbolo y luego se inyecta el combustible para provocar la combustión, en la tercera fase la combustión hace que la presión de los gases contenidos en el cilindro aumente, haciendo que el émbolo sea empujado obteniendo así trabajo. Finalmente, en la última fase el émbolo se desplaza hasta el PMS expulsando los gases quemados.

Figura 3. Fases de un motor de 4 tiempos.



Fuente: Payri González & Desantes Fernández (2011)

2.3 PRINCIPALES COMPONENTES DE UN MEC

➤ Bloque

En el bloque se ubican los cilindros en donde se desplazan los pistones, los cuales son considerados el corazón del motor. Dependiendo de la cantidad de potencia que produzca, el bloque del motor debe ser resistente, liviano y compacto. Este alberga el cigüeñal, bielas y pistones.

➤ Culata

La culata va ubicada en la parte superior del bloque del motor donde se ubican los cilindros, su función es evitar la salida inadecuada de los gases de

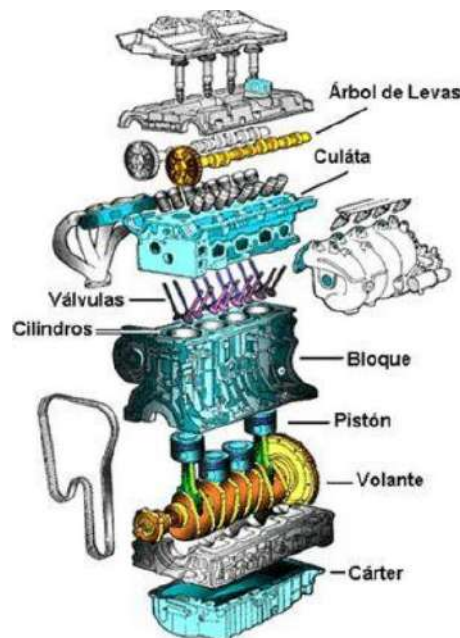
escape, así como pérdidas de compresión. La culata alberga las válvulas de admisión y escape, árbol de levas, inyectores, bombas de inyección y vacío.

➤ **Cárter**

Es un depósito de aceite para lubricar los componentes del motor, este está ubicado en la parte más baja del motor.

En estas zonas principales como lo son el bloque, la culata y el cárter, van ubicados estos otros componentes: inyectores, cigüeñal, bielas, pistones, bomba de aceite, árbol de levas, bomba de agua, ventilador, radiador, válvulas de admisión y escape.

Figura 4. Despiece de los elementos principales de un MEC.



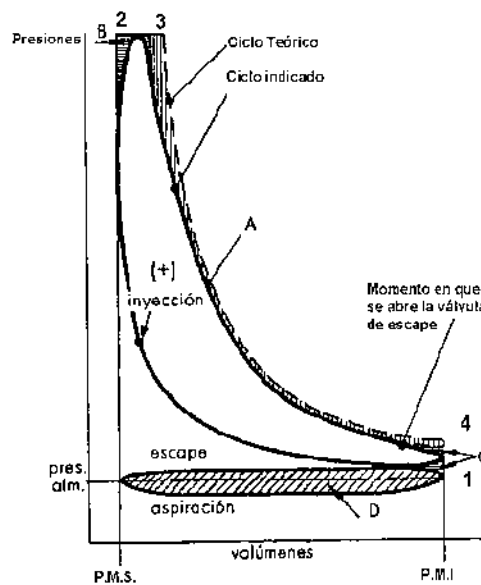
Fuente: Moyer (2012)

2.4 CICLOS TERMODINÁMICOS

Cuando analizamos el modelo del ciclo termodinámico en los motores alternativos, se debe considerar que el aire o una mezcla aire-combustible pueda contener partículas de otros residuos por la combustión, los cuales pueden oxidarse y producir otras especies químicas, tales como óxidos de nitrógeno y cualquier residuo adicional que pueda contener el combustible (azufre, plomo, etc.).

En la Figura 5, se muestra el comportamiento real del ciclo termodinámico para los MEC el cual esta superpuesto a un boceto de los procesos idealizados de este ciclo. Esta figura ilustra la semejanza de los procesos idealizados con los del ciclo de la realidad, como también las irreversibilidades y otros fenómenos complejos que se presentan en los ciclos de las maquinas reales. Si bien es cierto que analizar la realidad es complicado, para la finalidad de simplificar y facilitar la resolución matemática, se usa aire estándar como fluido de trabajo base para que los procesos reales se aproximen a los procesos ideales. A continuación, se mostrarán las consideraciones y suposiciones esenciales para idealizar los procesos termodinámicos reales, según Boles Yunus, A. Çengel (2012) y Pulkrabek (2004).

Figura 5. Diagrama presión-volumen del ciclo Otto ideal y el ciclo Otto real.

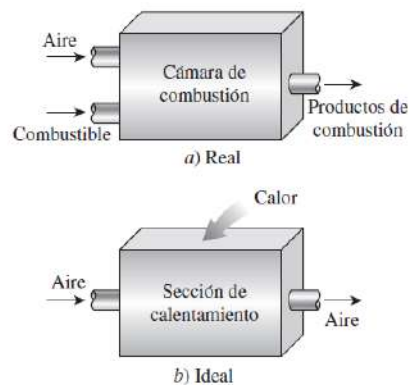


Fuente: Giacosa (1947)

- La combinación de gases en el ciclo real se sustituye por aire como gas ideal, por lo tanto, en el estudio se emplean propiedades y ecuaciones de los gases ideales. Con este supuesto, aunque el fluido de trabajo se transforma en el transcurso del ciclo, el empleo de las propiedades de aire estándar no produce errores relevantes en los resultados, debido a que el fluido de trabajo al terminar la combustión se asemeja mucho al aire (Pulkrabek, 2004).
- Mientras que el ciclo ideal es cerrado, el ciclo real es abierto. Esto ocurre con los motores de combustión interna porque los gases que se evacúan del motor (gases de escape) no se devuelven a su estado inicial ni recirculan dentro de la máquina; en cambio, se liberan en el medio ambiente (Pulkrabek, 2004).

- El proceso de combustión se sustituye cuantitativamente por un proceso conocido como aporte de calor a partir de una fuente externa, cuyo tamaño corresponde a la cantidad de energía liberada por el combustible en la reacción de combustión. Esto se debe al hecho de que el aire por sí solo no puede hacer ignición ver Figura 6 (Boles Yunus, A. Çengel, 2012).
- El proceso de escape es sustituido por un proceso llamado extracción de calor, que denota cuantitativamente el retorno del fluido de trabajo a sus condiciones iniciales después de la fase de expansión (Pulkrabek, 2004).

Figura 6. Reemplazo del proceso de combustión en el ciclo real (a), por un proceso de adición de calor (b).



Fuente: Boles Yunus, A. Çengel (2012)

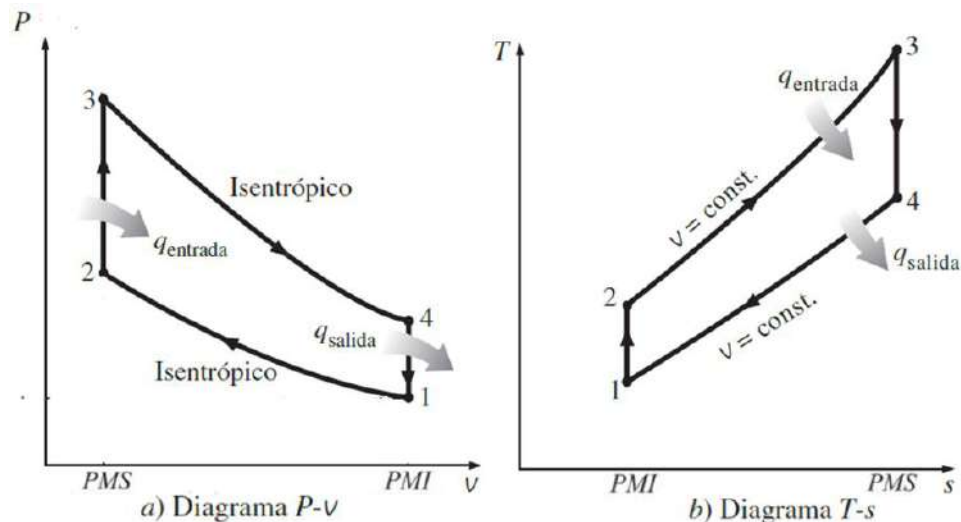
- Se cree que los procesos de compresión y expansión son internamente reversibles, isentrópicos y adiabáticos. Por otro lado, el proceso de combustión es idealizado como un proceso a presión constante (MEC) o a volumen constante (MEP), así como el proceso de escape de gas, es considerado un proceso a volumen constante (Pulkrabek, 2004).
- La fricción y las pérdidas son eliminadas por otras fuerzas no conservativas, así como las reducciones de presión provocadas por el flujo de fluido de trabajo en tuberías y otros componentes, son ignoradas en el ciclo ideal. Para simplificar aún más el análisis, también se supone que las temperaturas específicas del aire permanecen constantes (Pulkrabek, 2004).
- El único factor que puede cambiar la entropía de los procesos es la transferencia de calor en el transcurso del ciclo, ya que el ciclo ideal no tiene irreversibilidades internas. Para cada ciclo ideal, en un diagrama T-S (temperatura-entropía), los aportes de calor van en dirección de la entropía

creciente, en tanto que las extracciones de calor avanzan en dirección de entropía decreciente. Por el contrario, los procesos isoentrópicos al ser adiabáticos circulan con entropía constante (Pulkrabek, 2004).

2.4.1 Ciclo Otto

El nombre de este ciclo honra al ingeniero alemán Nikolaus Otto, quien produjo la patente del motor de gas estacionario que emplea una chispa como mecanismo para proporcionar la liberación de energía de la gasolina. Este ciclo simboliza el funcionamiento de los motores de encendido provocado con aspiración natural de aire. En la Figura 7 se observan los diagramas P-v y T-s de dicho ciclo.

Figura 7. Diagrama a) P-V y b) T-S del ciclo Otto.



Fuente: Boles Yunus, A. Çengel (2012)

Para este ciclo, Heywood (1988), Boles Yunus, A. Çengel (2012) describen las carreras del MEP en los siguientes procesos termodinámicos:

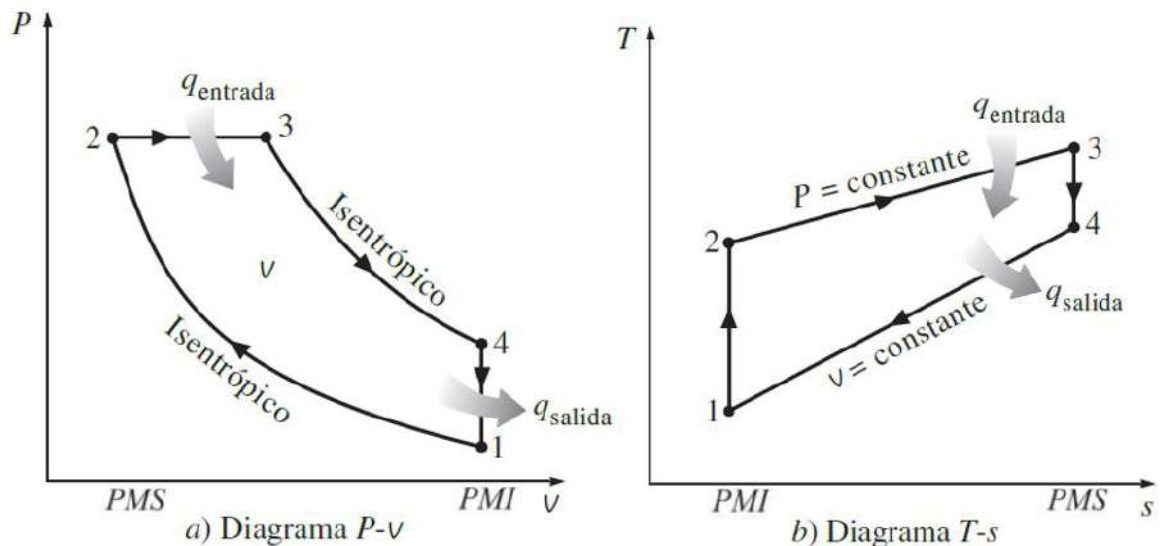
- Proceso 1-2: compresión isoentrópica del aire; el pistón se desplaza desde el PMI al PMS. Se observa en la Figura 7-a como aumenta la presión con la disminución del volumen, mientras tanto en la Figura 7-b la temperatura aumenta, manteniendo constante la entropía.
- Proceso 2-3: combustión a volumen constante en donde el pistón se encuentra en el PMS; aquí encontramos la adición de calor para simplificar matemáticamente la combustión de la gasolina; se aprecia el aumento súbito de presión (Figura 7-a), y el crecimiento en la entropía por el aporte de calor (Figura 7-b).

- Proceso 3-4: el pistón se desplaza del PMS hasta el PMI produciendo una expansión isentrópica de los gases quemados. Como se observa en la Figura 7-a la presión disminuye, mientras que en la Figura 7-b la temperatura disminuye, manteniendo constante la entropía en ambos procesos.
- Proceso 4-1: extracción de calor a volumen constante donde simula el escape de los gases al ambiente. Se observa que en la Figura 7-b la entropía disminuye hasta un valor mínimo.

2.4.2 Ciclo Diésel

El nombre de este ciclo honra al ingeniero alemán Rudolf Diésel, quien produjo la patente de un motor que utiliza la inyección de combustible después de comprimir el aire aspirado, seguido de autoencendido del combustible cuando comienza la expansión. Este ciclo simboliza el funcionamiento de los motores de encendido por compresión (Pulkrabek, 2004).

Figura 8. Diagrama a) P-V y b) T-S del ciclo Diésel.



Fuente: Boles Yunus, A. Çengel (2012)

Boles Yunus, A. Çengel (2012) describen las carreras del MEC en los siguientes procesos termodinámicos:

- Proceso 1-2: compresión isentrópica del aire; el pistón se desplaza desde el PMI al PMS, posterior a este proceso el combustible es inyectado. Se observa en la Figura 8-a como aumenta la presión con la disminución del

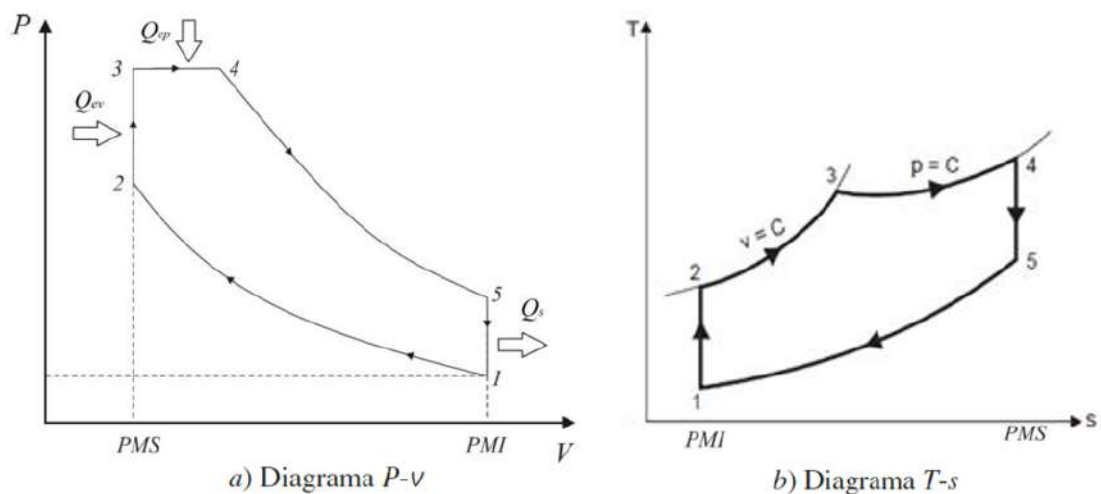
volumen, mientras tanto en la Figura 8-b la temperatura aumenta, manteniendo constante la entropía.

- Proceso 2-3: adición de calor a volumen constante en donde el pistón se encuentra en el PMS, consecuencia de la auto-ignición del combustible. Se aprecia el aumento súbito de volumen (Figura 8-a), y el crecimiento en la entropía por el aporte energético del carburante (Figura 8-b).
- Proceso 3-4: el pistón se desplaza del PMS a el PMI, produciendo una expansión isentrópica de los gases quemados. Como se observa en la Figura 8-a la presión disminuye, mientras que en la Figura 8-b la temperatura disminuye, en ambos procesos manteniendo constante la entropía.
- Proceso 4-1: extracción de calor a volumen constante donde simula el escape de los gases al ambiente. Se observa que en la Figura 8-b la entropía disminuye hasta un valor mínimo.

2.4.3 Ciclo Dual

Para evitar la sobrecarga mecánica del motor, este ciclo tiene en cuenta la restricción que tienen los motores en su capacidad de superar un determinado valor de presión máxima como se muestra en la Figura 9. En efecto, la ley de inyección se controla en los motores diésel para limitar los valores máximos de presión. Adicionalmente, este ciclo representa el proceso de combustión de manera flexible porque consta de dos secuencias: un proceso de aporte de calor a volumen constante y seguido de otro adicional a presión constante (Payri González & Desantes Fernández, 2011).

Figura 9. Diagrama a) P-V y b) T-S del ciclo Dual.



Fuente: Payri González & Desantes Fernández (2011)

- Proceso 1-2: compresión isoentrópica.
- Proceso 2-3: entrada de energía como calor a volumen constante, Q_{ev} , asumiendo que la masa desarrollada en el ciclo es m : $Q_{ev} = mc_v(T_3 - T_2)$.
- Proceso 3-4: entrada de energía como calor a presión constante, Q_{ep} : $Q_{ep} = mc_p(T_4 - T_3)$.
- Proceso 4-5: hasta que el volumen alcanza el estado inicial, expansión isoentrópica.
- Proceso 5-1: salida de energía como calor a volumen constante, Q_s , hasta alcanzar la presión del estado inicial. Este proceso caracteriza la renovación de la carga y es el que cierra el ciclo.

2.5 FRACCION RESIDUALES

No todos los gases de escape son expulsados completamente del cilindro por el pistón durante la carrera de escape, queda un pequeño residuo retenido en el espacio vacío. La cantidad de este residuo está influenciada por la relación de compresión y, en menor medida, por la ubicación y superposición de las válvulas. Este residuo de gas de escape afecta el aire de dos maneras además de reemplazar parte del aire que ingresa. El aire se calienta cuando entra en contacto con el gas extremadamente caliente, lo que reduce la densidad del aire y disminuye la eficiencia volumétrica. Sin embargo, esto se compensa debido a un vacío parcial del volumen del espacio libre, el cual se produce cuando el aire entrante enfría los gases de escape calientes (Pulkrabek, 2004).

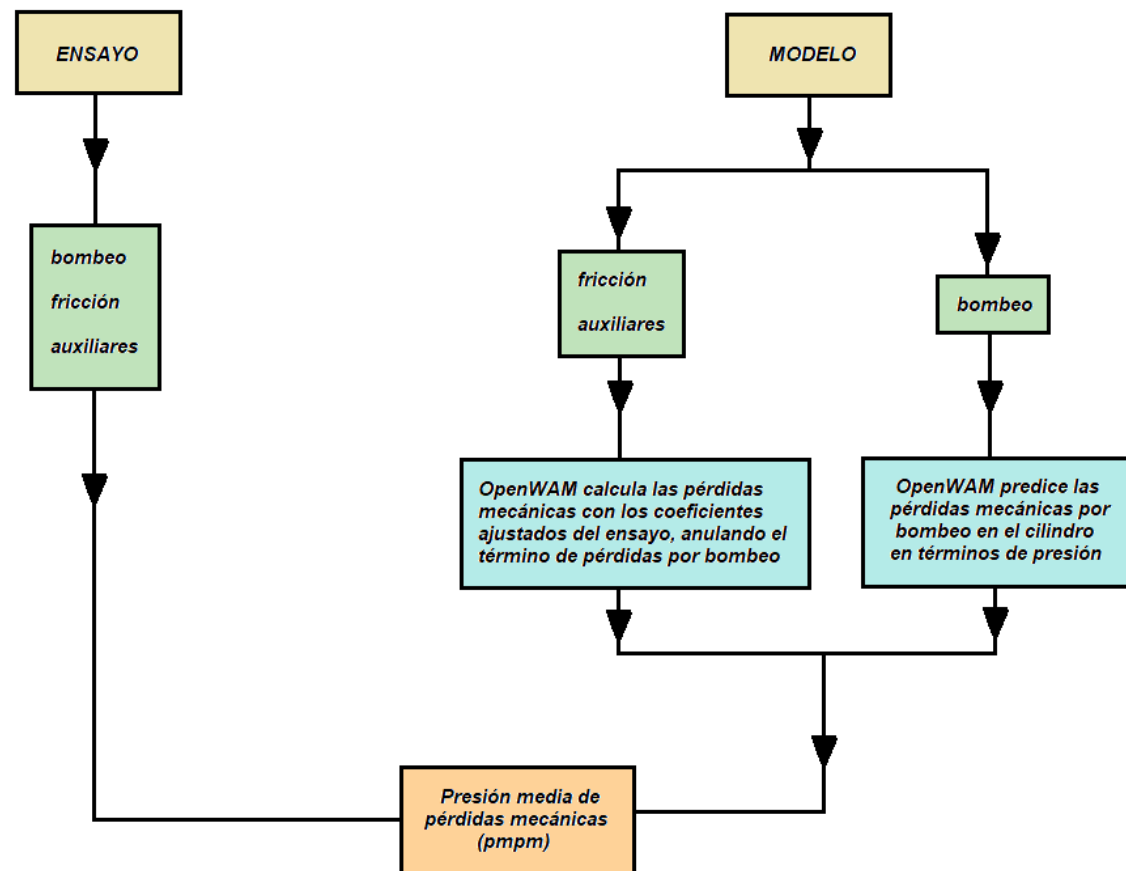
2.6 DESCRIPCIÓN DE DIVERSOS MODELOS TERMODINÁMICOS ENCONTRADOS

Tabla 1. Descripción de los modelos termodinámico encontrados en la literatura.

Nombre del modelo	Resultados obtenidos
SOFTWARE EDUCACIONAL PARA LA SIMULACIÓN DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS	Esta herramienta virtual permite simular en detalle el funcionamiento de motores diésel, así como realizar análisis de parámetros y sensibilidad de estos motores. Los resultados de la simulación se visualizan mediante una interfaz gráfica de usuario. Los estudiantes han obtenido buenos resultados con esta herramienta (Torres García et al., 2010).
Diagrama de flujo del modelo	
<pre> graph TD Start([Start]) --> Input[Design parameters input] Input --> Idle[Idle speed analysis] Idle --> Choose[Choose the type of analysis] Choose --> Particular[Particular analysis] Choose --> Engine[Properties by engine speed] Choose --> Injection[Properties by injection angle] Particular --> ParticularResults[Graphical results: Pressure-crank angle, Pressure-cylinder volume, Temperature-crank angle, Accumulated released energy-crank angle, Heat transfer rate-crank angle, Mass contained at the cylinder-crank angle. On screen results: Design parameters, Results.] Engine --> EngineResults[Graphical results: Volumetric efficiency-engine speed, Delay angle-engine speed, Brake power-engine speed, Brake torque-engine speed, Mean effective pressure-engine speed, Effective efficiency-engine speed, Specific fuel consumption-engine speed. On screen results: Design parameters.] Injection --> InjectionResults[Graphical results: Volumetric efficiency-injection angle, Delay angle-injection angle, Brake power-injection angle, Brake torque-injection angle, Mean effective pressure-injection angle, Effective efficiency-injection angle, Specific fuel consumption-injection angle. On screen results: Design parameters.] </pre> Particular analysis Graphical results -Pressure-crank angle graphic -Pressure-cylinder volume graphic -Temperature-crank angle graphic -Accumulated released energy-crank angle graphic -Heat transfer rate-crank angle graphic -Mass contained at the cylinder-crank angle graphic On screen results -Design parameters -Results Properties by engine speed Graphical results -Volumetric efficiency-engine speed graphic -Delay angle-engine speed graphic -Brake power-engine speed graphic -Brake torque-engine speed graphic -Mean effective pressure-engine speed graphic -Effective efficiency-engine speed graphic -Specific fuel consumption-engine speed graphic On screen results -Design parameters Properties by injection angle Graphical results -Volumetric efficiency-injection angle graphic -Delay angle-injection angle graphic -Brake power-injection angle graphic -Brake torque-injection angle graphic -Mean effective pressure-injection angle graphic -Effective efficiency-injection angle graphic -Specific fuel consumption-injection angle graphic On screen results -Design parameters	

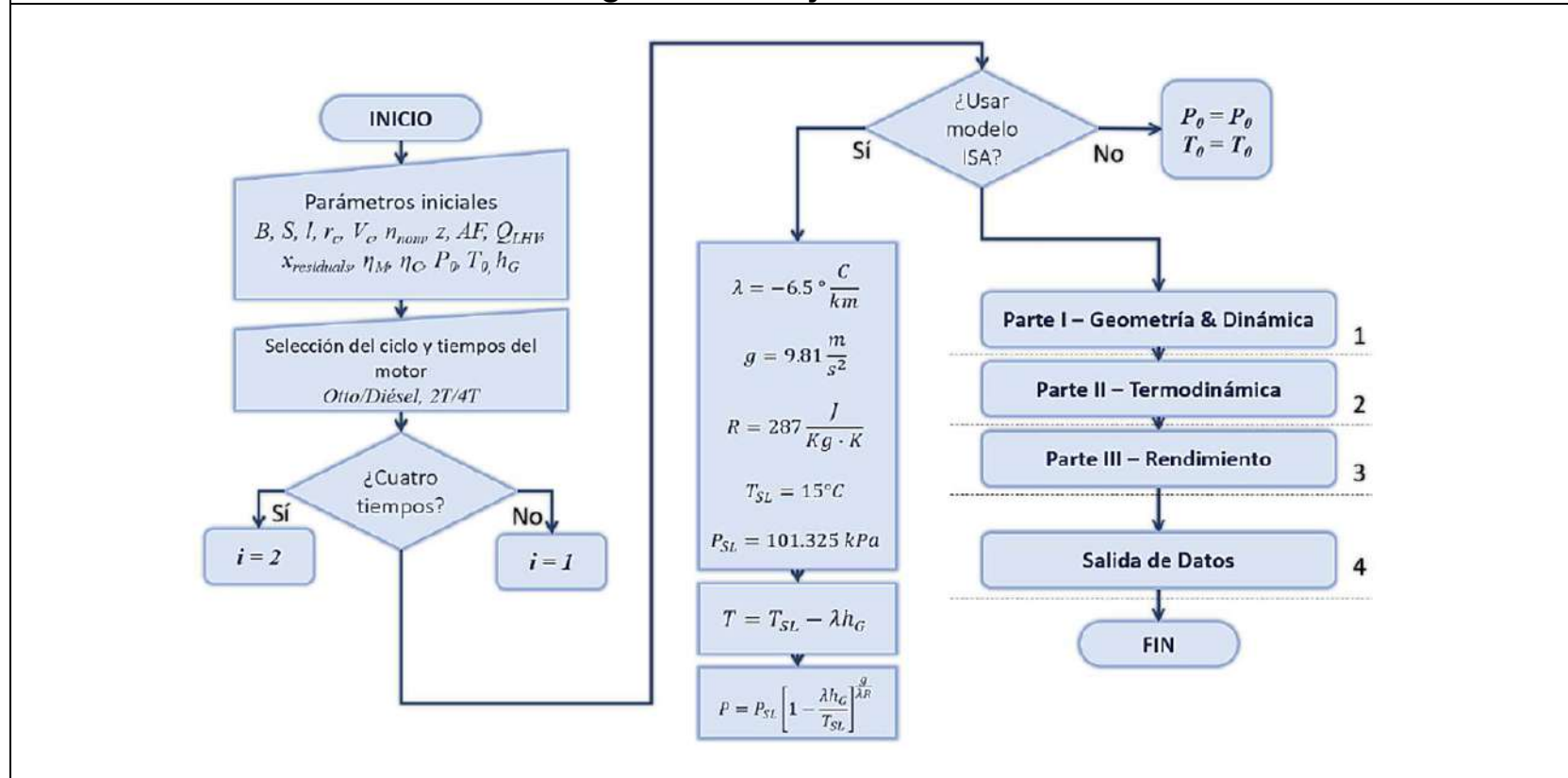
Nombre del modelo	Resultados obtenidos
ANÁLISIS Y MODELADO DE MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVO (MCIA) MEDIANTE SOFTWARE ESPECÍFICO (OPENWAM) Y VALIDACIÓN EXPERIMENTAL EN BANCO DE ENSAYOS.	Se desarrolló un modelo teórico de MCIA el cual fue comparado con resultados obtenidos en pruebas experimentales utilizando el software OpenWAM. El modelo se validó con éxito y es viable para aplicación educativo (Galván Febles, 2019).

Diagrama de flujo del modelo



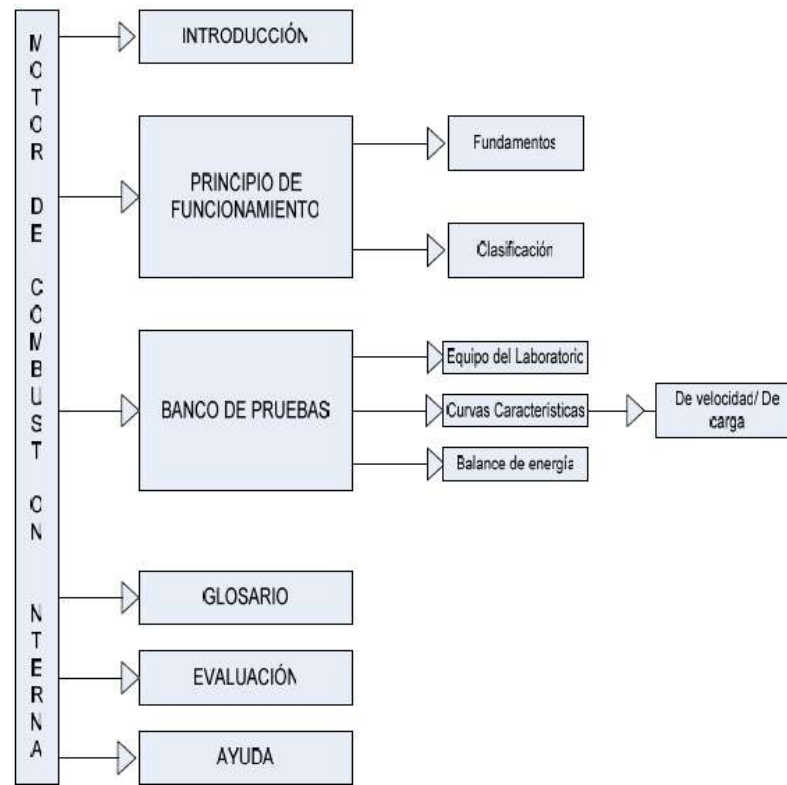
Nombre del modelo	Resultados obtenidos
DISEÑO DE UNA HERRAMIENTA COMPUTACIONAL PARA ESTUDIAR EL COMPORTAMIENTO DE LOS MOTORES A PISTÓN	Lograron desarrollar una herramienta computacional para estudiar el comportamiento de los motores a pistón en la cual incorporaron una interfaz gráfica que permite determinar las curvas características y la obtención el ciclo termodinámico de operación y parámetros geométricos y mecánicos del motor. Este proyecto pretende ser una guía para el uso de métodos académicos para desarrollar otras herramientas computacionales utilizadas en otros campos de la ingeniería (González Gómez, 2016).

Diagrama de flujo del modelo



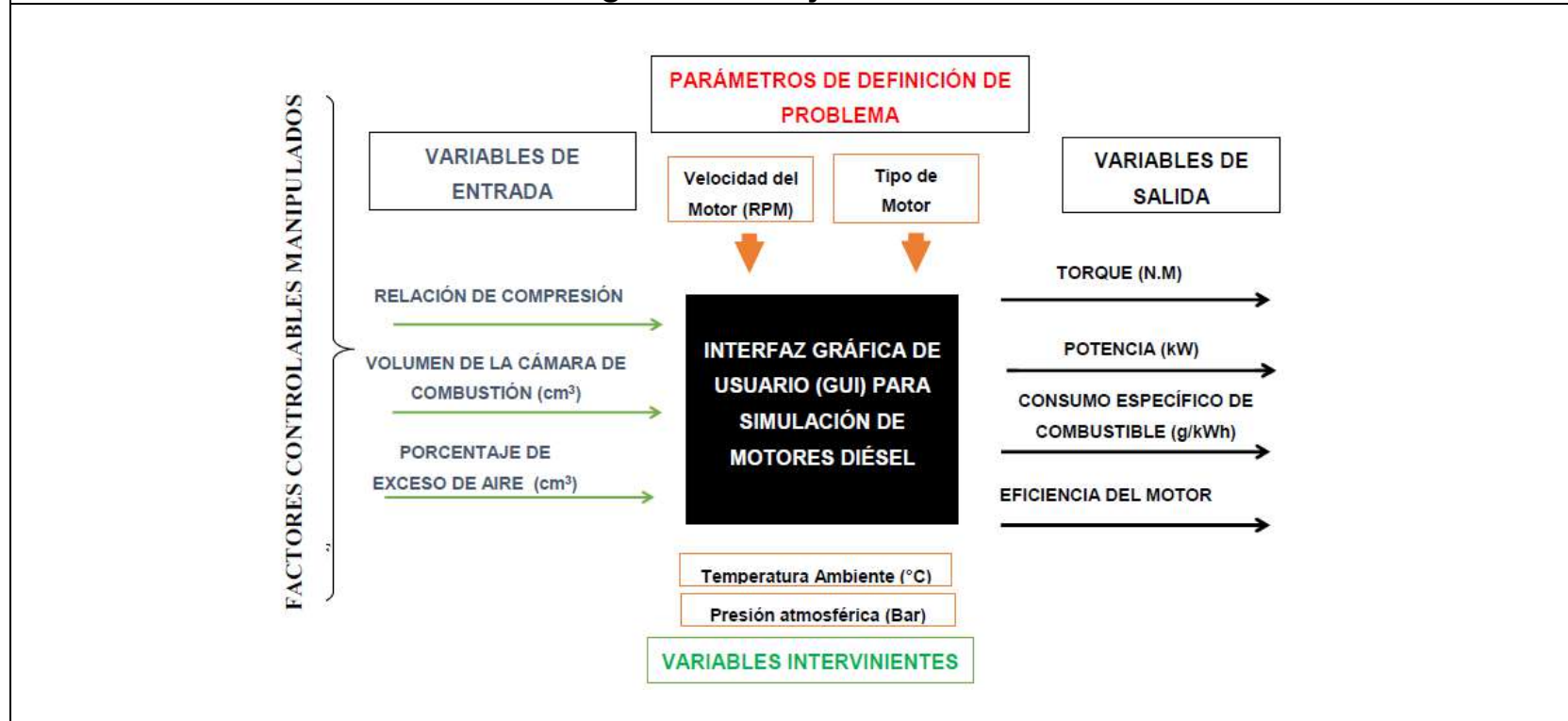
Nombre del modelo	Resultados obtenidos
CREACIÓN DE UN SOFTWARE DIDÁCTICO PARA EL RECONOCIMIENTO DE LAS PRÁCTICAS DE MOTORES DIÉSEL Y GASOLINA EN EL LABORATORIO DE TERMODINÁMICA DE INGENIERÍA MECÁNICA	En esta investigación lograron desarrollar el software <i>GZ –Engine</i> el cual proporciona los diversos conceptos básicos que los estudiantes de ingeniería mecánica necesitan para practicar motores diésel y de gasolina en un laboratorio de termodinámica. La obtención de curvas características y balances de energía mediante este software optimiza el tiempo de cálculo y además mejora el análisis de los resultados por su precisión (Zurita Zaldunbide, 2010).

Diagrama de flujo del modelo



Nombre del modelo	Resultados obtenidos
DISEÑO DE UNA INTERFAZ GRÁFICA DE USUARIO PARA EL ESTUDIO DE LOS PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO DE MOTORES DIÉSEL APLICADO AL TALLER DE CIENCIAS TÉRMICAS DE LA UNIVERSIDAD SEÑOR DE SIPÁN S.A.C.	En este trabajo desarrollaron una herramienta computacional de uso docente, la cual contiene una interfaz de usuario correctamente implementada, mostrando gráficos y resultados de la curva de potencia, consumo específico de combustible, presión efectiva y par motor desarrollados, además de mostrar el cálculo de los parámetros termodinámicos del motor seleccionado (Rojas, Louis, Neira, & Alberto, 2019).

Diagrama de flujo del modelo



Fuente: (Galván Febles, 2019; Gonzáles Gómez, 2016; Rojas et al., 2019; Torres García et al., 2010; Zurita Zaldunbide, 2010)

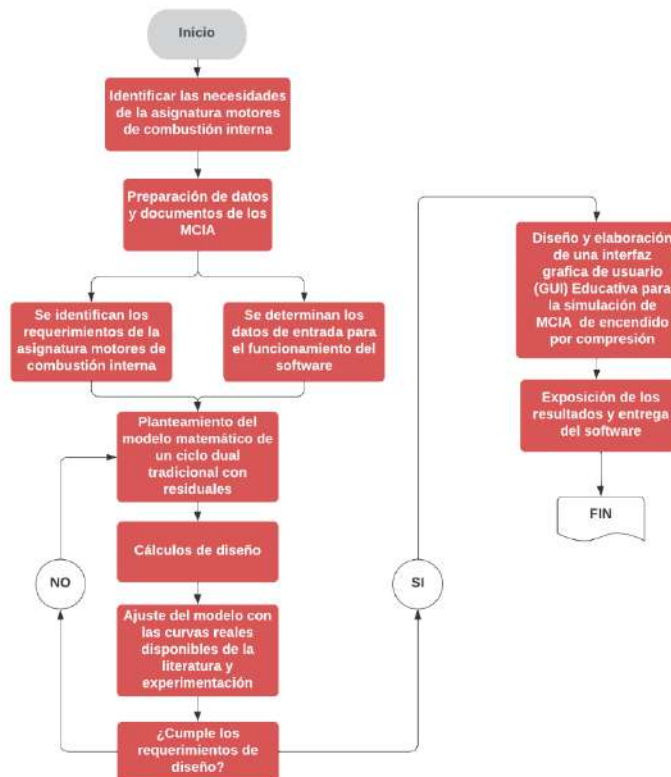
2.7 METODOLOGIA

De acuerdo a las necesidades del presente proyecto, se decide implementar una metodología de investigación cuantitativa y diseñada en un entorno cuasi-experimental. Este tipo de investigación nos permite realizar un proceso sistemático y ordenado, para así recopilar datos objetivos, usando herramientas de análisis matemático y estadístico para así obtener respuestas a los problemas ya propuestos (Ñaupas Paitán, Mejía Mejía, Novoa Ramírez, & Villagómez Paucar, 2014).

2.7.1 FASES Y METODOLOGÍA DEL DISEÑO

Las fases y metodología del diseño de nuestra investigación se basaron en la metodología propuesta por los autores Ñaupas Paitán et al. (2014), quienes afirman que no existe un esquema completo que pueda aplicarse a todo tipo de investigación. Sin embargo, si es posible reconocer una serie de componentes similares que estén lógicamente organizados y ofrezcan orientación y asesoramiento a la hora de realizar una investigación; estos se estructuran en la siguiente figura.

Figura 10. Diagrama de flujo de la metodología de diseño.



Fuente: Autor.

3. MODELO TERMODINÁMICO

El modelo termodinámico planteado se basa en la consideración de un ciclo dual de aire estándar, considerando una fracción de masa de residual en la masa del cilindro al inicio del ciclo. Dicho ciclo consta de los procesos reversibles mencionados en el apartado (2.4.3).

El modelo termodinámico desarrollado necesita características de diseño y condiciones de funcionamiento del motor como datos de entrada. Luego, estos datos se utilizan para realizar una serie de cálculos para obtener parámetros de funcionamiento del motor, como el par, la potencia, el consumo específico de combustible, etc. Los procedimientos de cálculo, supuestos y simplificaciones utilizados en el modelo se detallan a continuación.

3.1 PARÁMETROS GEOMÉTRICOS

Relación de compresión (r_c):

$$r_c = \frac{V_1}{V_2} = \frac{(V_c + V_d)}{V_c} \quad (1)$$

En donde:

V_c : Volumen de la cámara de combustión.
 V_d : Volumen desplazado.

$$V_d = \frac{\pi}{4} D^2 S \quad (2)$$

En donde:

D : Diámetro del cilindro.
 S : Carrera del pistón.

$$V_c = V_2 = V_3 = V_d(r_c - 1) \quad (3)$$

$$V_1 = V_5 = V_3 = V_c + V_d \quad (4)$$

3.2 MASA DE LA MEZCLA

Aunque en el modelo se emplea la hipótesis del gas ideal para determinar las propiedades de la masa que evoluciona en el ciclo, que se supone que es aire, esta masa en realidad está compuesta por aire, combustible y gases residuales. Las

fórmulas utilizadas para determinar la masa de la mezcla para diferentes motores se describen con más detalle a continuación.

En un MEP, la masa de la mezcla se compone de:

$$m_m = m_a + m_f + m_r \quad (5)$$

Donde:

$$\text{Masa de aire:} \quad m_a = \left[\frac{\lambda(AC)_{est}}{\lambda(AC)_{est} + 1} \right] (1 - x_r) m_m \quad (6)$$

En donde:

λ : Relación aire/combustible relativa.
 $(AC)_{est}$: Relación aire/combustible estequiométrica.
 x_r : Fracción de residuales.

$$\text{Masa de combustible:} \quad m_f = \left[\frac{1}{\lambda(AC)_{est} + 1} \right] (1 - x_r) m_m \quad (7)$$

$$\text{Masa de residuales:} \quad m_r = x_r \cdot m_m \quad (8)$$

En un MEC, la masa de la mezcla se compone de:

$$m_m = m_a + m_r \quad (9)$$

Donde:

$$\text{Masa de aire:} \quad m_a = (1 - x_r) m_m \quad (10)$$

$$\text{Masa de residuales:} \quad m_r = x_r \cdot m_m \quad (11)$$

Por otra parte, la masa de combustible, la cual se agrega al final de la carrera de compresión, será:

$$\text{Masa de combustible:} \quad m_f = \left[\frac{m_a}{\lambda(AC)_{est}} \right] \quad (12)$$

La relación aire/combustible estequiométrica, $(AC)_{est}$, es la que corresponde al combustible empleado y el valor de λ (relación aire/combustible relativa) deberá ser proporcionado como dato de entrada. Para la fracción residual, x_r , que será recalculada por el modelo, podría asumirse un valor inicial. Para plena carga su valor oscila entre el 3% y el 7%, llegando al 20% en cargas parciales. Dado que los

MEC tienen relaciones de compresión altas, a menudo producen menos residuales (Pulkrabek, 2004).

3.3 ESTADOS DEL CICLO TERMODINÁMICO

Estado 1:

Según una primera estimación, se considera que la temperatura al inicio de la compresión T_1 es igual a la temperatura ambiente T_a ; es decir,

$$\text{Primera aproximación: } T_1 = T_a \quad (13)$$

$$P_1 = \frac{m_m \cdot R \cdot T_1}{V_1} \quad (14)$$

En donde:

R : Constante del aire.

Estado 2:

Para el proceso de compresión isoentrópico de $1 \rightarrow 2$, $T \cdot V^{\gamma-1} = \text{constante}$ y $P \cdot V^\gamma = \text{constante}$; por consiguiente,

$$T_2 = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma-1} \cdot T_1 = r_c^{\gamma-1} \cdot T_1 \quad (15)$$

$$P_2 = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^\gamma \cdot P_1 = r_c^\gamma \cdot P_1 \quad (16)$$

En donde:

γ : Relación de calores específicos.

Donde $r_c = V_1 / V_2$ es la relación de compresión.

Estado 3:

Para el proceso a volumen constante de $2 \rightarrow 3$, y de la suposición de gas ideal, $PV = mRT$,

$$\frac{T_2}{P_2} = \frac{T_3}{P_3} \rightarrow T_3 = \frac{P_3}{P_2} \cdot T_2 = \alpha \cdot r_c^{\gamma-1} \cdot T_1 \quad (17)$$

Donde la relación de presiones, $\alpha = P_3/P_2 = T_3/T_2$, es el grado de combustión a volumen constante. Por consiguiente,

$$T_3 = \alpha \cdot T_2 \quad (18)$$

$$P_3 = \alpha \cdot P_2 \quad (19)$$

Estado 4:

Para el proceso a presión constante de $3 \rightarrow 4$, y de la suposición de gas ideal, $PV = mRT$,

$$\frac{T_3}{V_3} = \frac{T_4}{V_4} \rightarrow T_4 = \frac{V_4}{V_3} \cdot T_3 = \beta \cdot \alpha \cdot r_c^{\gamma-1} \cdot T_1 \quad (20)$$

donde la relación de volúmenes, $\beta = V_4/V_3 = T_4/T_3$, es el grado de combustión a presión constante. Por lo tanto,

$$T_4 = \beta \cdot T_3 \quad (21)$$

$$P_4 = P_3 \quad (22)$$

Estado 5:

Para el proceso de expansión isoentrópico de $4 \rightarrow 5$,

$$T_5 = \left(\frac{V_4}{V_5}\right)^{\gamma-1} \cdot T_4 = \left(\frac{V_4/V_3}{V_5/V_3}\right)^{\gamma-1} \cdot T_4 = \left(\frac{\beta}{r_c}\right)^{\gamma-1} \beta \cdot \alpha \cdot r_c^{\gamma-1} \cdot T_1 = \alpha \beta^{\gamma} \cdot T_1 \quad (23)$$

$$P_5 = \left(\frac{V_4}{V_5}\right)^{\gamma} \cdot P_4 = \left(\frac{V_4/V_3}{V_5/V_3}\right)^{\gamma} \cdot P_4 = \left(\frac{\beta}{r_c}\right)^{\gamma} \cdot P_4 \quad (24)$$

3.4 RELACIÓN ENTRE LA ENERGÍA APORTADA A VOLUMEN CONSTANTE Y LA APORTADA A PRESIÓN CONSTANTE

Para establecer una relación entre los valores de α y β , primero es necesario tener en cuenta la energía de entrada del ciclo:

$$Q_{e,dual} = Q_{ev} + Q_{ep} = m_m \cdot c_v(T_3 - T_2) + m_m \cdot c_p(T_4 - T_3) \quad (25)$$

En donde:

Q_{ep} : Entrada de energía a presión constante.
 Q_{ev} : Entrada de energía a volumen constante.
 c_v : Calor específico a Volumen constante.
 c_p : Calor específico a Presión constante.

Sustituyendo las Ecs.(15), (17), (20) y (23) en la Ec.(25), se obtiene:

$$Q_{e,dual} = m_m \cdot c_v \cdot T_1 \cdot r_c^{\gamma-1} [(\alpha - 1) + \alpha \cdot \gamma(\beta - 1)] \quad (26)$$

Si toda la energía entra a presión constante (ciclo Diésel), $\alpha = 1$; por lo tanto,

$$Q_{e,diesel} = m_m \cdot c_v \cdot T_1 \cdot r_c^{\gamma-1} [\gamma(\beta - 1)] \quad (27)$$

Para cargas iguales, $Q_{e,diesel} = Q_{e,dual}$

$$m_m c_v T_1 r_c^{\gamma-1} [(\alpha - 1) + \alpha \gamma (\beta_{dual} - 1)] = m_m c_v T_1 r_c^{\gamma-1} [\gamma (\beta_{diesel} - 1)]$$

$$\beta_{dual} = \frac{\gamma (\beta_{diesel} - 1) - (\alpha - 1)}{\alpha \cdot \gamma} + 1 \quad (28)$$

Con el valor de la energía de entrada,

$$Q_e = m_f \cdot PCI \cdot \eta_c \quad (29)$$

De la Ec.(27) se obtiene el valor de β_{diesel} ,

$$\beta_{diesel} = \frac{Q_e}{\gamma \cdot m_m \cdot c_v \cdot T_1 \cdot r_c^{\gamma-1}} + 1 \quad (30)$$

Para la misma cantidad de energía proporcionada al ciclo, la relación entre β_{dual} y α , se determina usando el valor de β_{diesel} , de la Ec.(28). Por ejemplo, si se supone que toda la energía se agrega a volumen constante ($\beta_{dual} = 1$), de la Ec.(28),

$$\alpha_{m\acute{a}x} = \gamma (\beta_{diesel} - 1) + 1 \quad (31)$$

Los casos extremos, representados por las Ecs.(30) y (31); esto es, para una misma cantidad de energía aportada al ciclo, toda la energía liberada a presión constante (ciclo Diésel) y a volumen constante (ciclo Otto), respectivamente.

Es necesario tener en cuenta un porcentaje de combustión a volumen constante, $PCVC$, y calcular el valor de α para determinar las temperaturas T_3 y T_4 , y las presiones P_3 y P_4 . esto es,

$$\alpha = PCVC \cdot \gamma \cdot \alpha_{m\acute{a}x} \quad (32)$$

Con este valor se calculan T_3 y P_3 con las Ecs.(18) y (19), y con el valor de β_{dual} los valores de T_4 y P_4 , con las Ecs.(21) y (22), respectivamente.

3.5 TEMPERATURA DE ESCAPE

Cuando la válvula de escape se abre rápidamente, la presión cae repentinamente, lo que hace que los gases de escape se expandan y se enfríen. La relación isoentrópica para un gas ideal entre la presión y la temperatura, $TP^{(1-\gamma)/\gamma}$, sirve como un modelo de aproximación adecuado para la temperatura de los gases, incluso si esta expansión no es reversible (Pulkrabek, 2004). La siguiente relación se puede utilizar para determinar la temperatura de los gases de escape teniendo en cuenta una expansión isoentrópica desde el punto 5 hasta la presión de escape:

$$T_{esc} = T_5 \frac{P_0^{(\gamma-1)/\gamma}}{P_5} \quad (33)$$

donde P_0 es la presión de referencia, la cual normalmente se puede considerar como la atmosférica.

3.6 FRACCIONES RESIDUALES

Una fracción de los gases de escape queda atrapada en el cilindro al final de la carrera de escape y se combina con la nueva carga. Esta fracción de residuales se define como $x_r = m_r / m_m$, donde m_r es la masa de gases residuales y m_m es la masa de la mezcla. La siguiente expresión se puede utilizar para obtener la fracción residuales (Pulkrabek, 2004):

$$x_r = \frac{1}{r_c} \left(\frac{T_5}{T_{esc}} \right) \left(\frac{P_0}{P_5} \right) \quad (34)$$

3.7 TEMPERATURA AL INICIO DE COMPRESIÓN

Cuando la válvula de admisión se abre porque una nueva carga de aire ingresa al cilindro y se mezcla con los gases residuales del ciclo anterior, de manera que la

temperatura al comienzo de la compresión se puede estimar usando la siguiente expresión (Pulkrabek, 2004):

$$T_1 = x_r \cdot T_{esc} + (1 - x_r)T_{amb} \quad (35)$$

donde T_{amb} es la temperatura del aire a la entrada del colector de admisión (temperatura ambiente).

Con los valores de x_r y T_1 obtenidos de las Ecs. (34) y (35), respectivamente, se iteran los cálculos hasta que el valor de x_r no cambie.

3.8 PARÁMETROS DE OPERACIÓN DEL MOTOR

Después de determinar los estados del ciclo, se procedió al cálculo de los parámetros de funcionamiento del motor:

Trabajo de compresión $1 \rightarrow 2$:

$$-W_{1-2} = U_2 - U_1 = -m_m(u_2 - u_1) = m_m \cdot c_v(T_2 - T_1) \quad (36)$$

En donde:

U : Energía interna.

Trabajo de salida $3 \rightarrow 4$:

$$W_{3-4} = P_2(V_4 - V_3) \quad (37)$$

Trabajo de salida $4 \rightarrow 5$:

$$-W_{4-5} = m_m \cdot c_v(T_5 - T_4) \quad (38)$$

Trabajo indicado:

$$W_i = W_{1-2} + W_{3-4} + W_{4-5} \quad (39)$$

Rendimiento indicado:

$$\eta_i = \frac{W_i}{m_f \cdot PCI} \quad \text{o} \quad \eta_i = 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \cdot \frac{\alpha \cdot \beta^\gamma - 1}{\gamma \cdot \alpha(\beta - 1) + \alpha - 1} \quad (40)$$

Presión media indicada:

$$p_{mi} = \frac{W_i}{V_d} \quad (41)$$

Potencia indicada:

$$N_i = p_{mi} \cdot V_t \cdot n \cdot i \quad (42)$$

En donde:

V_t : Volumen total.
 n : Régimen de giro.
 i : Número de ciclos por vuelta.

Consumo específico indicado:

$$g_{if} = \frac{\dot{m}_f}{N_i} \quad (43)$$

Trabajo efectivo:

$$W_e = \eta_m \cdot W_i \quad (44)$$

Rendimiento efectivo:

$$\eta_e = \eta_m \cdot \eta_i \quad (45)$$

Presión media efectiva:

$$p_{me} = \eta_m \cdot p_{mi} \quad (46)$$

Potencia efectiva:

$$N_e = \eta_m \cdot N_i \quad (47)$$

Consumo específico efectivo:

$$g_{ef} = \frac{\dot{m}_f}{N_e} \quad (48)$$

Par:

$$M = \frac{N_e}{2\pi \cdot n(\text{rev} / s)} \quad (49)$$

Velocidad media del pistón:

$$C_m = 2 \left(\frac{\text{carreras}}{\text{rev}} \right) \cdot n \left(\frac{\text{rev}}{s} \right) \cdot S \left(\frac{m}{\text{carrera}} \right) \quad (50)$$

Potencia específica:

$$N_{esp} = \frac{N_e}{A_p} = pme \cdot \frac{C_m}{4} \quad (51)$$

Rendimiento volumétrico:

$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho_a \cdot V_d} \quad (52)$$

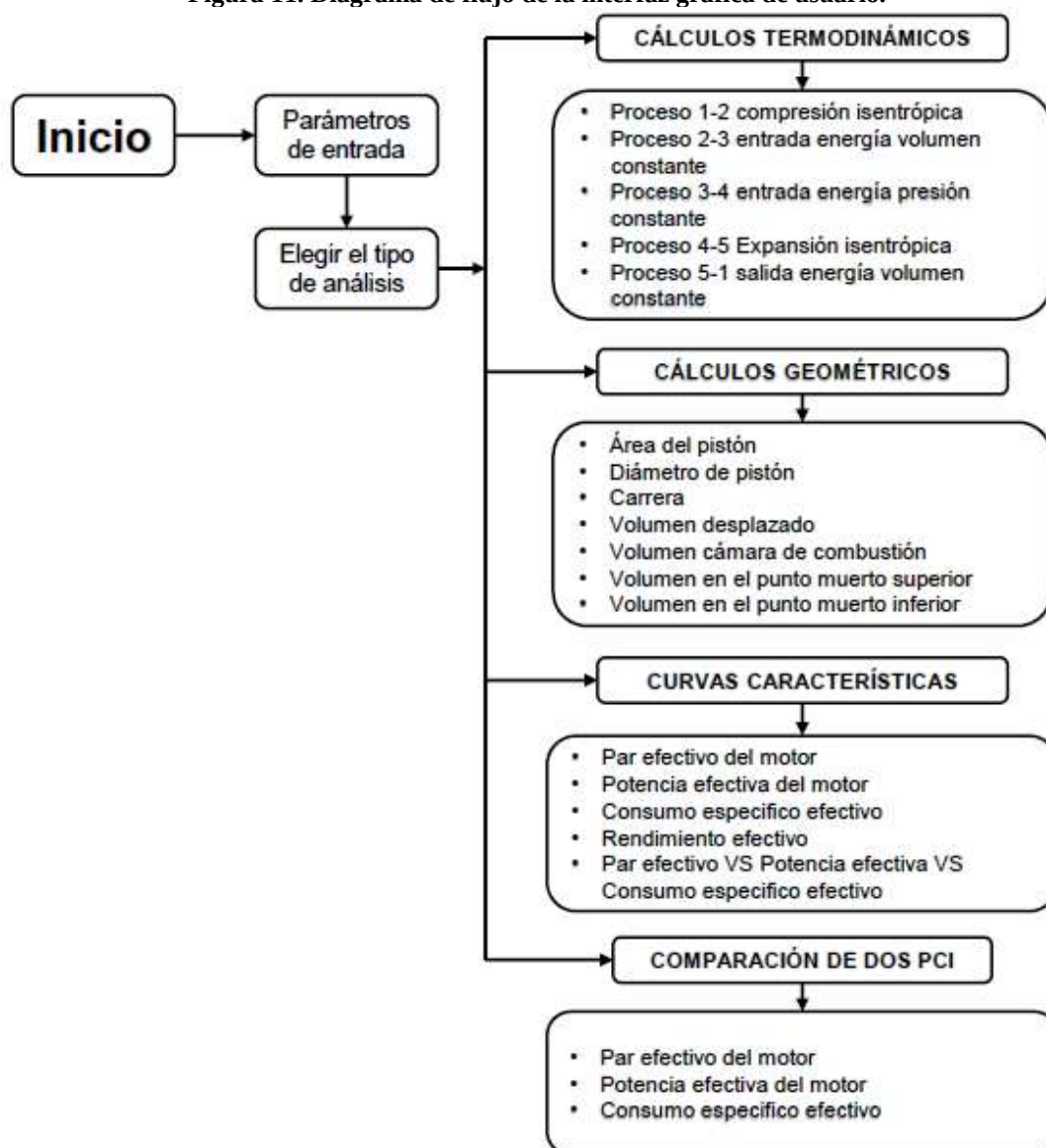
Esta recopilación de ecuaciones de la (1) a (52) es una sucesión de ecuaciones que resumen los libros Payri González & Desantes Fernández (2011) y Pulkrabek (2004).

4. DISEÑO DE LA INTERFAZ GRÁFICA DE USUARIO

4.1 DISEÑO DE DIAGRAMAS DE FLUJO PARA EL DESARROLLO DE LAS FASES DE SIMULACIÓN DEL PROGRAMA

En el diagrama de flujo de la Figura 11 se muestra el proceso general que debe seguir la simulación para la estimación de curvas características del motor de encendido por compresión diésel. Esto nos permite tener una guía clara de cómo va a ir diseñada la interfaz gráfica del usuario la cual caracteriza la entrada de datos y sus salidas.

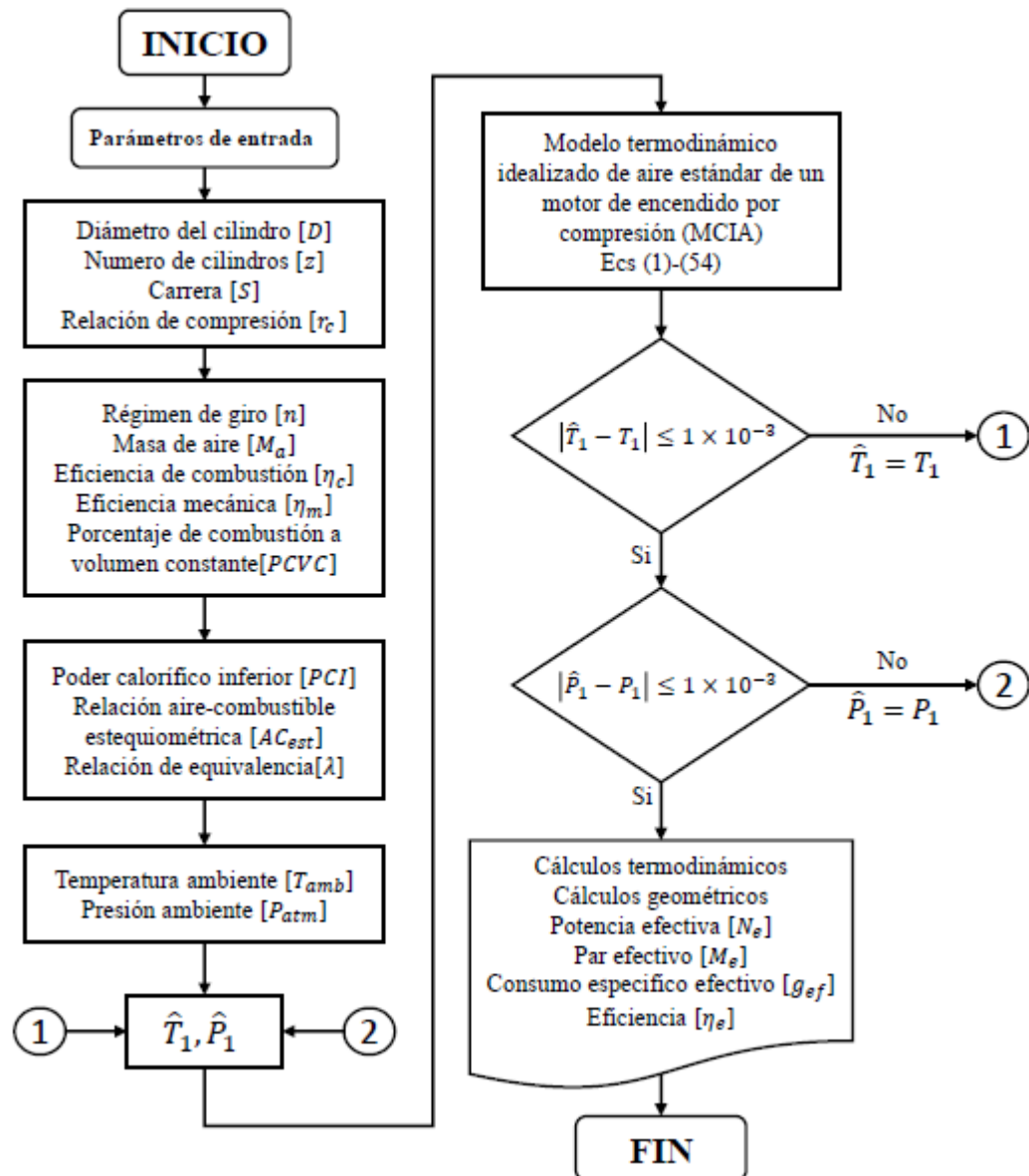
Figura 11. Diagrama de flujo de la interfaz gráfica de usuario.



Fuente: Autor

El diagrama de la Figura 12 muestra el flujo de la herramienta computacional, el cual reúne las ecuaciones necesarias del modelo matemático planteado; está basado en ciclos ideales que nos permita calcular las prestaciones del motor de encendido por compresión a partir de ciertos parámetros iniciales.

Figura 12. Flujo de información de la herramienta computacional.



Fuente: Autor

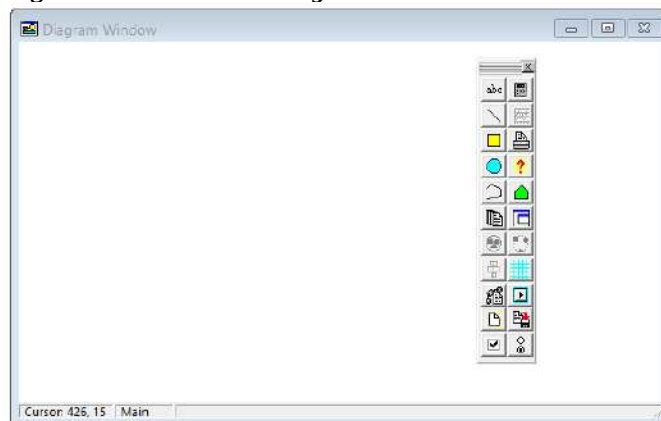
4.2 DISEÑO DE LA INTERFAZ GRÁFICA DE USUARIO MEDIANTE *DIAGRAM WINDOW* DEL EES

Para incorporar todos los aspectos mencionados en los apartados anteriores se ha utilizado el programa *Engineering Equation Solver* (EES). Con este programa se ha creado una interfaz gráfica utilizando una de sus herramientas llamada *Diagram Window* Figura 13, con el fin de facilitar al usuario la introducción de variables y el estudio de los resultados obtenidos. Adicionalmente se creó un manual de usuario simple que se muestra en el Anexo 3, con el fin de ayudar al usuario a comprender mejor el funcionamiento del programa.

El *Diagram Window* es una herramienta que tiene dos formas principales de uso. La primera, brinda un espacio para mostrar un diagrama o texto referente al problema que este resolviéndose. Por ejemplo, diagramas esquemáticos que muestren donde van ubicadas los estados del problema que ayuden a interpretar las ecuaciones que se están programando. Segundo, esta herramienta se puede usar para la entrada y salida de variables o información que permiten generar análisis de resultados (Klein, 2007).

El entorno del *Diagram Window* que se muestra en la Figura 13 está constituido por una ventana donde aparece una barra de herramientas la cual nos permite crear entornos gráficos interactivos.

Figura 13. Pantalla del *Diagram Window* del software EES.



Fuente: EES

4.3 INTERFACES GRÁFICAS CREADAS

En este apartado se van a presentar todas las interfaces gráficas creadas para la simulación del programa, así como también se dará una breve descripción de cada una.

4.3.1 Interfaz gráfica de presentación.

El nombre, los creadores y el propósito de la aplicación se muestran en la imagen de inicio como se ve en la Figura 14.

Figura 14. Pantalla de inicio de la simulación del motor.



Fuente: Autor

4.3.2 Interfaz de parámetros de entrada.

Esta ventana fue diseñada para la introducción de parámetros geométricos y operativos del motor como se muestra en la Figura 15.

Figura 15. Ventana de la interfaz de parámetros de entrada para la simulación del motor.

PARÁMETROS DE ENTRADA

GEOMETRÍA DEL MOTOR

Numero de cilindros $NC = 6$ [AD]
Diámetro de pistón $D = 0,081$ [m]
Carrera $S = 0,0774$ [m]
Relación de compresión $r_c = 8$ [AD]
Relación aire/combustible estequiométrica $AC_E = 14,5$ [AD]

COMBUSTIBLE

Poder calorífico inferior principal $PCI = 42000$ [kJ/kg]
Poder calorífico inferior comparación $PCI_2 = 50000$ [kJ/kg]

CONSTANTES FÍSICAS

Temperatura ambiente $T_{amb} = 300$ [K]
Presión ambiente $P_{atm} = 100$ [kPa]

GUARDAR DATOS

SIGUIENTE >>>

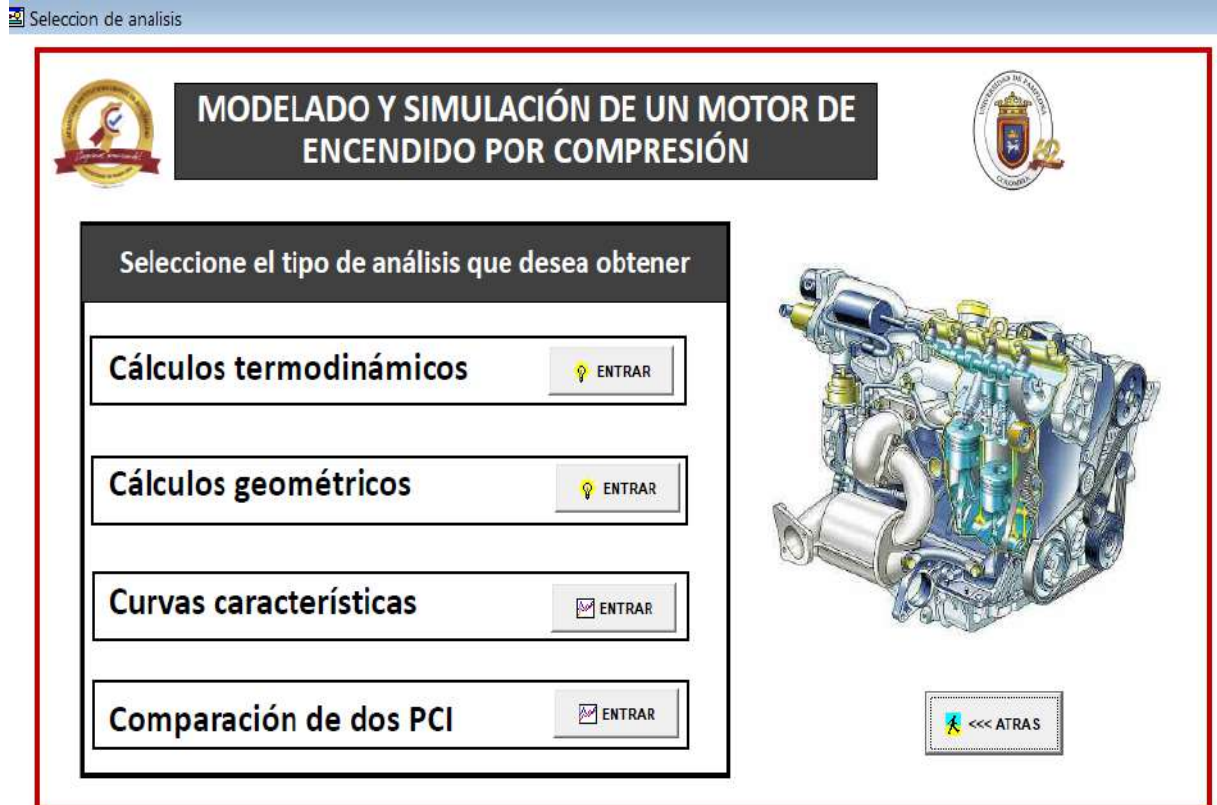
<<< ATRAS

Fuente: Autor

4.3.3 Interfaz de la selección de análisis.

En la interfaz que se muestra en la Figura 16 , se observan las opciones de selección de análisis como son los cálculos termodinámicos, cálculos geométricos, curvas características y la comparación de dos poderes caloríficos inferiores (PCI), el cual es la cantidad de energía por unidad de masa que se desprende al producirse la combustión.

Figura 16. Ventana de la interfaz de selección de análisis de datos.

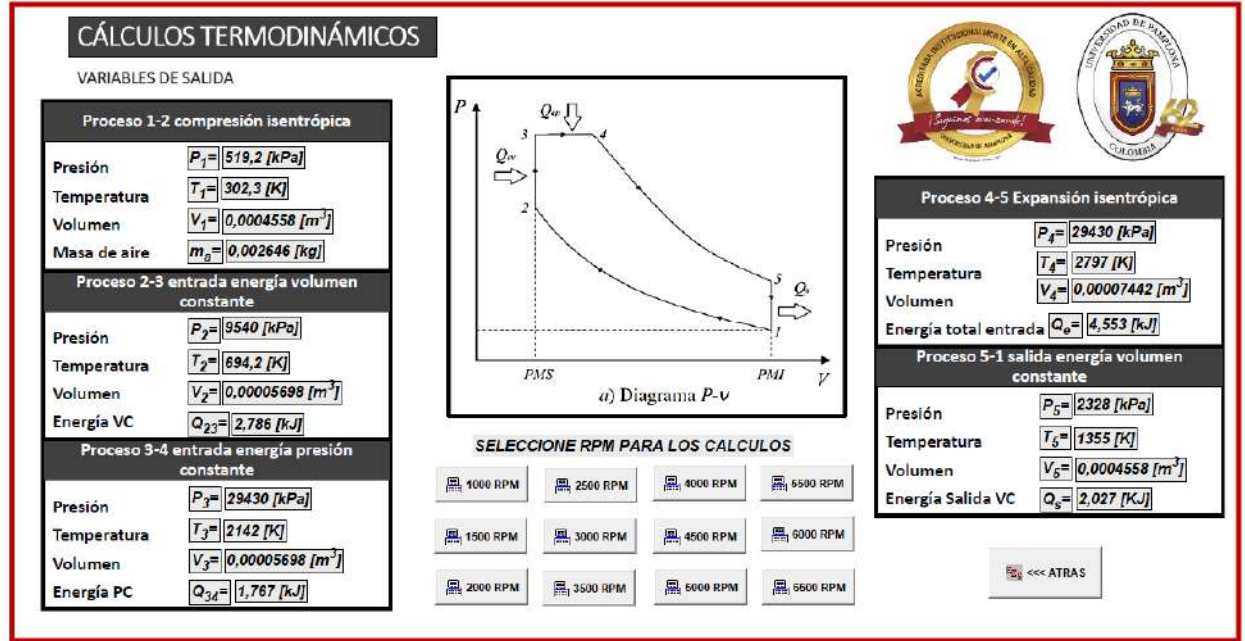


Fuente: Autor

4.3.4 Interfaz de los cálculos termodinámicos.

En esta interfaz, Figura 17, se ven los cálculos termodinámicos ordenados por procesos y separados por cuadros para facilitar la comprensión por parte del usuario, también el usuario puede seleccionar el régimen de giro con el cual se obtienen dichos cálculos.

Figura 17. Ventana de la interfaz de los cálculos termodinámicos.

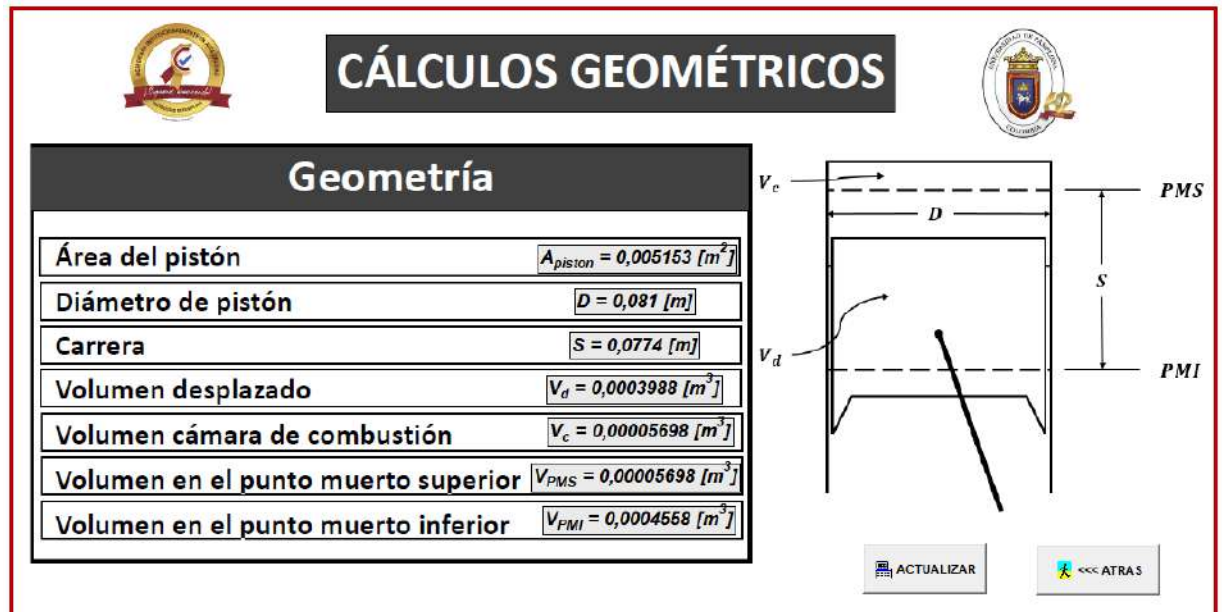


Fuente: Autor

4.3.5 Interfaz de los cálculos geométricos.

En esta interfaz mostrada en la Figura 18, se ven los cálculos geométricos que se obtienen al simular el motor.

Figura 18. Ventana de la interfaz de los cálculos geométricos.

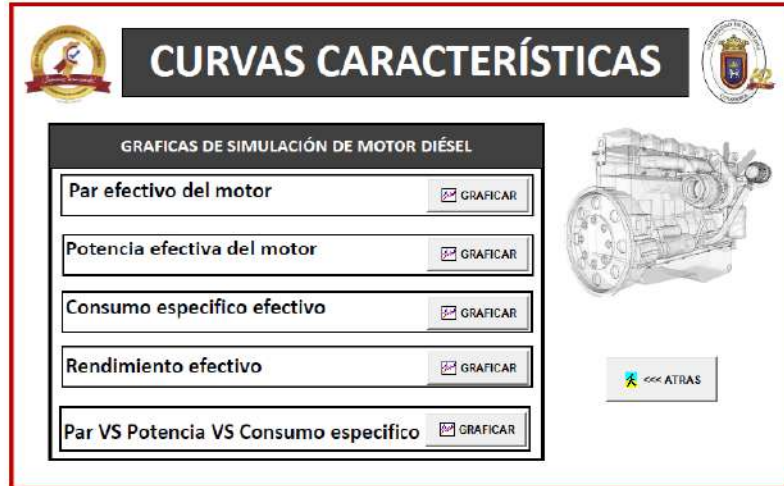


Fuente: Autor

4.3.6 Interfaz de curvas características del motor.

En esta interfaz se muestran las curvas características que brindan al usuario información acerca del funcionamiento del motor que se está simulando, como los son el par efectivo, la potencia efectiva, el consumo específico efectivo y el rendimiento efectivo que están en función del número de revoluciones por minuto (RPM) como se muestran en la Figura 19.

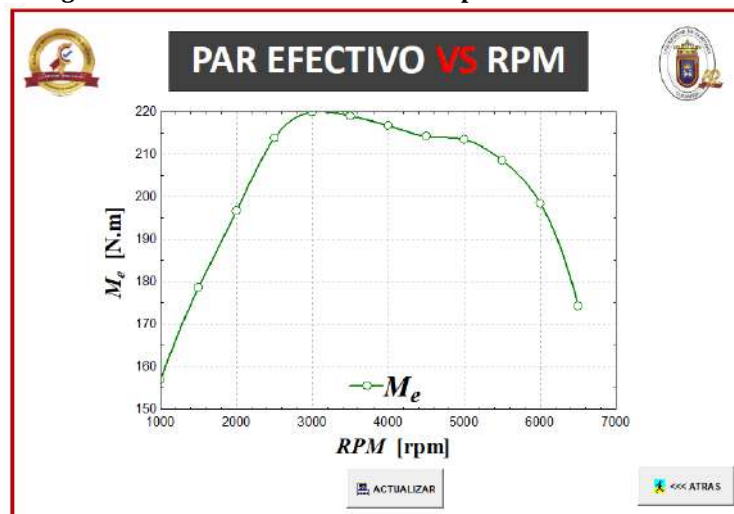
Figura 19. Ventana de la interfaz de las curvas características del motor.



Fuente: Autor

Al seleccionar una de las opciones de curvas características mostradas en la Figura 19 se abrirá otra ventana que contiene la gráfica seleccionada para su estudio, así como se muestra en la Figura 20 en la cual se seleccionó el par efectivo del motor.

Figura 20. Ventana de la interfaz del par efectivo del motor.

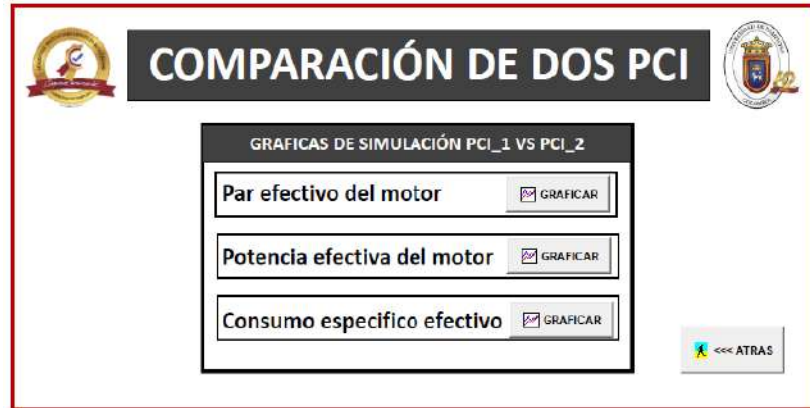


Fuente: Autor

4.3.7 Interfaz de la comparación de dos PCI.

En esta interfaz se comparan dos poderes caloríficos inferiores (PCI) usando tres curvas características como lo son el par efectivo, la potencia efectiva y el consumo específico efectivo que están en función del número de revoluciones por minuto (RPM) como se muestran en la Figura 21, los cuales pueden ser modificados por el usuario como se muestra en la Figura 15.

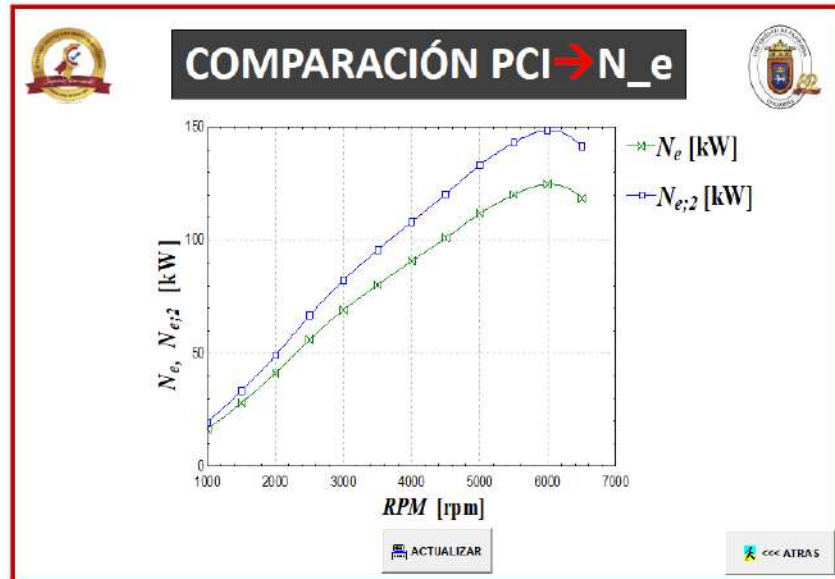
Figura 21. Ventana interfaz comparación de dos PCI.



Fuente: Autor

Así mismo, al seleccionar una de las opciones de curvas características para comparar los dos PCI mostradas en la Figura 21 se abrirá otra ventana que contiene la gráfica seleccionada para su estudio, así como se muestra en la Figura 22 en la cual se seleccionó la potencia efectiva del motor.

Figura 22. Ventana interfaz comparación dos PCI de la potencia efectiva.



Fuente: Autor

Esta interfaz hace posible comparar cómo se comportan dos diferentes poderes caloríficos de combustibles (PCI), con el objetivo de que el usuario compare y estudie la variación de las gráficas del par efectivo, de la potencia efectiva y del consumo específico en función del PCI.

5. RESULTADOS

5.1 AJUSTE DEL MODELO TERMODINÁMICO

Dado que los resultados del modelo deben de tener credibilidad, se deben comparar los mismos con resultados experimentales. En el presente trabajo, la validación no se confirmó directamente con dichos resultados y en su lugar, estos resultados obtenidos se compararon con los publicados por Salvador Rubio, López Sánchez, & Novella Rosa, 2008.

Acorde al planteamiento, el modelo planteado busca estimar las curvas características de un MCI-EC, basándose en sus características geométricas, PCI del combustible y algunas condiciones de operación.

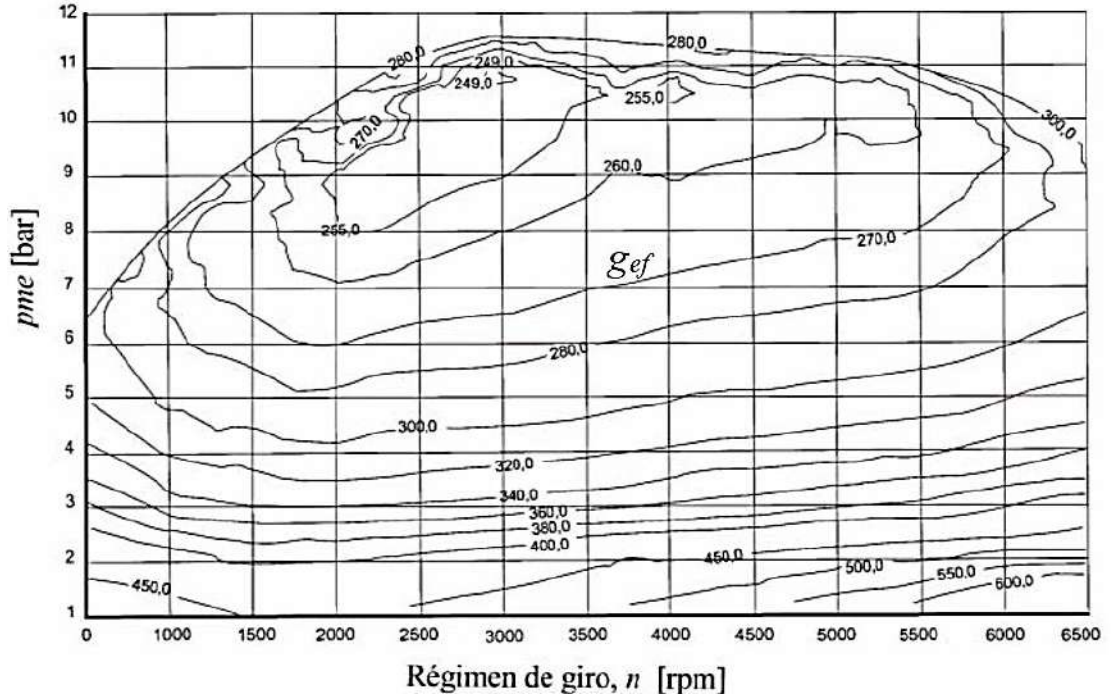
El modelo fue programado en el software *Equation Engineering Solver*, EES, (Klein, 2018). Para la validación del modelo se usaron los datos mostrados en la Tabla 2 y la Figura 23 como entradas a la simulación y también para obtener los resultados experimentales (Salvador Rubio, López Sánchez, & Novella Rosa, 2008). El Anexo 2 muestra el código de programación realizado en EES.

Tabla 2. Datos del motor usados para validar el modelo.

Tipo de motor:	MEC
Numero de cilindros, z :	6
Diámetro del pistón, D [mm]:	81
Carrera, S [mm]:	77,4
Relación de compresión, r_c :	8
Poder calorífico inferior, PCI [kJ/kg]:	42000
Relación aire-combustible estequiométrica, AC_{est} :	14,5
Relación aire-combustible relativa, λ :	1

Fuente:(Salvador Rubio et al., 2008)

Figura 23. Mapa de funcionamiento del motor.



Fuente: (Salvador Rubio et al., 2008)

Para el desarrollo y validación del modelo se usaron los valores de la masa de aire que ingresa al cilindro, esto en función del régimen de giro, para luego calcular la masa de la mezcla.

De la Figura 23 se obtienen los valores de p_{me} y g_{ef} para cada régimen de giro en plena carga. Mediante la ecuación (53) se calcula la potencia efectiva con los valores de p_{me} obtenidos.

$$N_e = p_{me} \cdot z \cdot V_d \cdot \frac{n}{2} \quad (53)$$

Para hallar el flujo másico de combustible $\dot{m}_f$ se utilizó la ecuación (48).

Luego con el valor de la relación de aire/combustible, se halla el flujo másico de aire que ingresa al motor, para así, calcular la masa de aire que ingresa a un cilindro, por ciclo, para cada n (rev/min); como se muestra en la ecuación (54):

$$m_a \left[\frac{kg}{ciclo} / cilindro \right] = \dot{m}_a \left[\frac{kg}{s} \right] \cdot \frac{1}{n} \left[\frac{min}{rev} \right] \cdot \left[\frac{60 s}{1 min} \right] \cdot \left[\frac{2 rev}{1 ciclo} \right] \quad (54)$$

Una vez planteadas las ecuaciones mencionadas anteriormente se procede a calcular los valores experimentales del motor, como se muestra en la Tabla 3.

Tabla 3. Valores experimentales obtenidos del mapa de funcionamiento del motor.

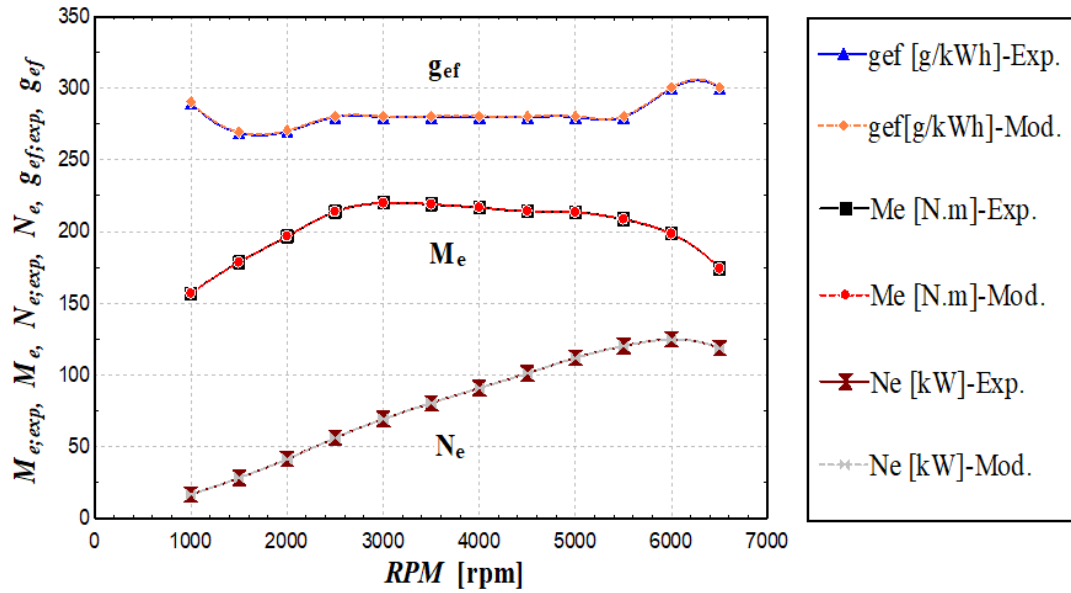
RPM [rev/min]	p_{me} [bar]	g_{ef} [g/kWh]	Q_{aire} [L/min]	M_e [kN. m]	N_e [kW]
1000	8,24	290	991,7	156,9	16,43
1500	9,38	269	1571	178,6	28,06
2000	10,33	270	2315	196,7	41,2
2500	11,23	280	3262	213,9	55,99
3000	11,55	280	4026	220	69,1
3500	11,5	280	4677	219	80,27
4000	11,38	280	5290	216,7	90,78
4500	11,25	280	5883	214,2	101
5000	11,21	280	6513	213,5	111,8
5500	10,95	280	6998	208,5	120,1
6000	10,42	300	7784	198,4	124,7
6500	9,15	300	7405	174,2	118,6

Los valores de rendimiento mecánico (η_m), rendimiento a la combustión (η_c), y el porcentaje de combustión a volumen constante ($PCVC$), Inicialmente fueron estimados y después fueron modificados para ajustar los resultados y curvas del modelo con los resultados experimentales de referencia.

Una vez ajustado el modelo con los resultados experimentales se procede a graficar las curvas de potencia efectiva (N_e), de par efectivo (M_e) y de consumo específico efectivo de combustible (g_{ef}) como se muestra en la Figura 24, con los valores obtenidos del modelo y los datos experimentales obtenidos con el mapa de funcionamiento del motor mostrado en la Figura 23.

Para la comparación de los resultados del modelo con los experimentales, se usaron los valores obtenidos de la Tabla 3.

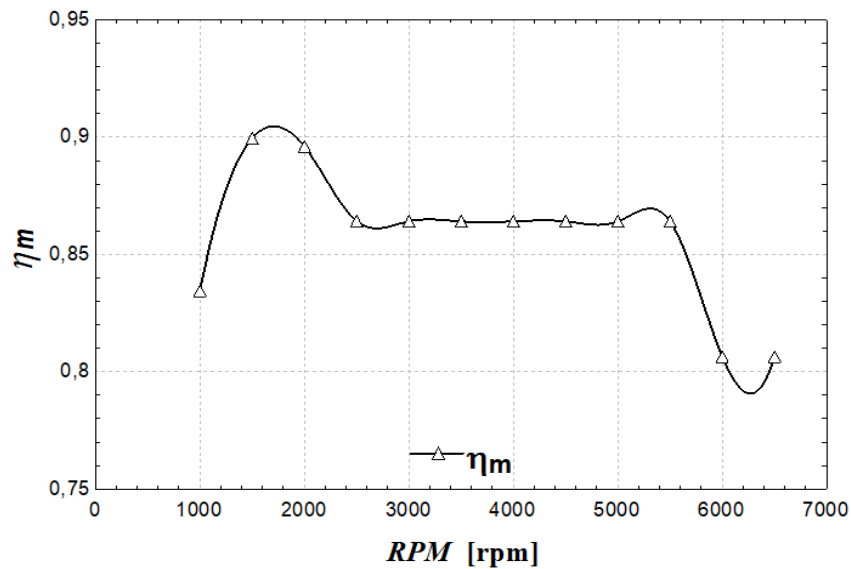
Figura 24. Comparación entre el consumo específico, el par y la potencia experimentales con los resultados del modelo planteado.



Fuente: Autor

Como se puede observar en la Figura 24, el modelo se ajusta de manera apropiada a los resultados experimentales, asumiendo un rendimiento a la combustión (η_c) del 0,635, un porcentaje de combustión a volumen constante ($PCVC$) de 0,7 y un rendimiento mecánico (η_m) que cambia con el régimen de giro como se aprecia en la Figura 25.

Figura 25. Rendimiento mecánico utilizado para ajustar los resultados del modelo.

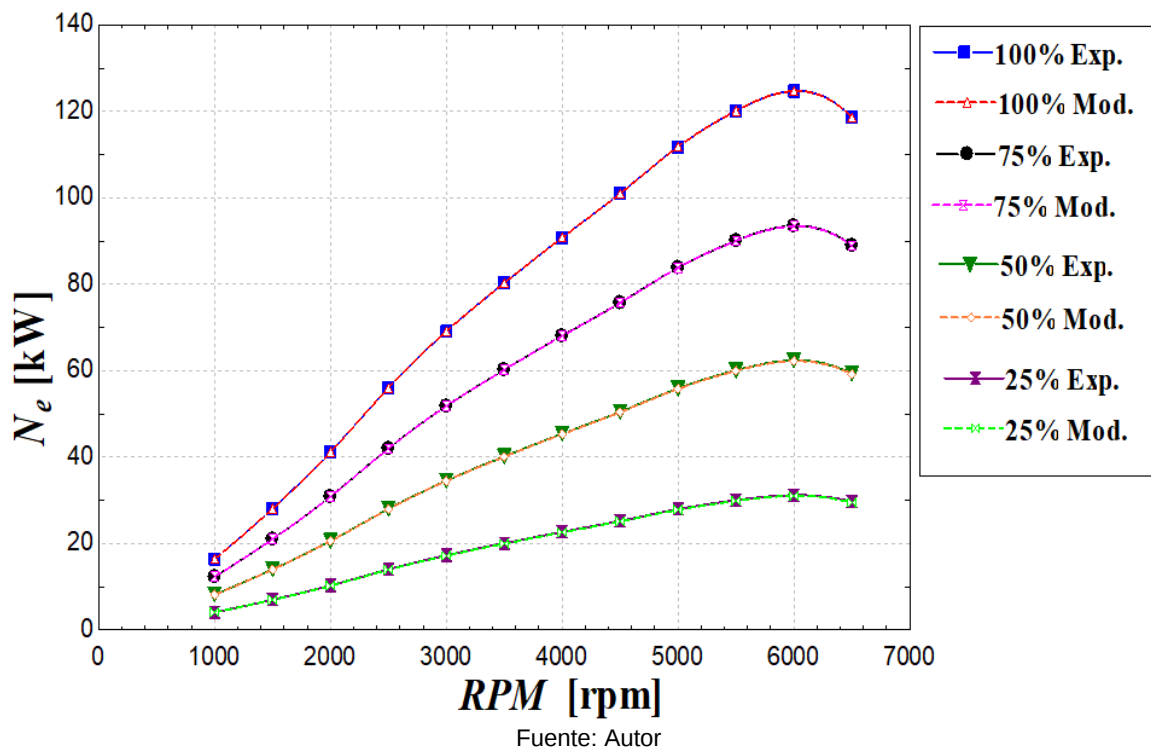


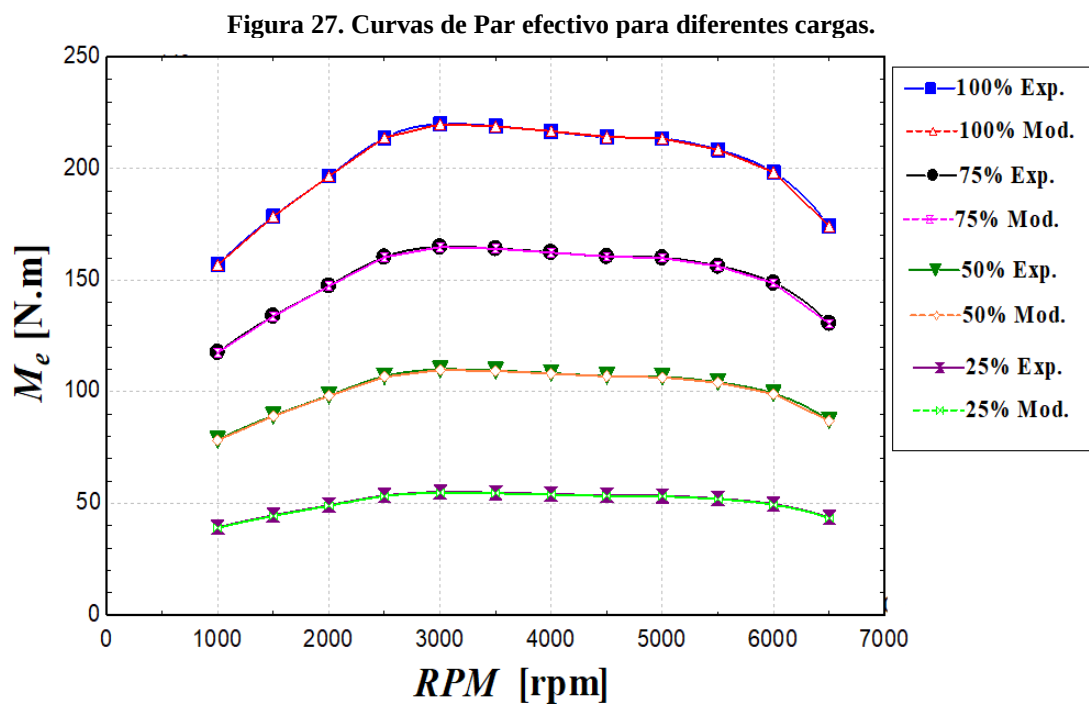
Fuente: Autor

La presión máxima de operación del motor se mantuvo dentro de los rangos permitidos utilizando el valor de PCVC para limitar dicha presión máxima; por otro lado, la eficiencia a la combustión tiene en cuenta la fracción de combustible que se quema. Cuando el motor funciona correctamente, el valor de la eficiencia de combustión suele oscilar entre 0,95 y 0,98 (John Heywood, 1988) (Pulkrabek, 2004). En este modelo, este valor también tiene en cuenta la parte de la energía del combustible que se pierde por la transferencia de calor a través de las paredes del cilindro. Por último, el rendimiento mecánico tiene en cuenta las pérdidas por fricción y por renovación de la carga, y disminuye con el régimen de giro. Dado que el sistema de transmisión solo tiene que manejar una cantidad mínima de trabajo cuando el motor funciona sin carga, este valor es cercano a cero (Pulkrabek, 2004).

Ahora se procede a probar el modelo ya ajustado para obtener curvas características para diferentes cargas. La carga correspondiente se determina como el cociente entre la pme (N_e o M_e) del punto y la pme (N_e o M_e) máxima en ese régimen de giro. En las Figura 26 y Figura 27 se hace la comparación de los resultados del modelo con los obtenidos del mapa de funcionamiento del motor mostrado en la Figura 23.

Figura 26. Curvas de Potencia efectiva para diferentes cargas.





Fuente: Autor

En vista de lo anterior, se considera que el modelo se ajusta satisfactoriamente al comportamiento de las diferentes variables y curvas características obtenidas experimentalmente, permitiendo de esta forma continuar con el desarrollo del presente estudio.

5.2 COMPARACIÓN DE COMBUSTIBLES

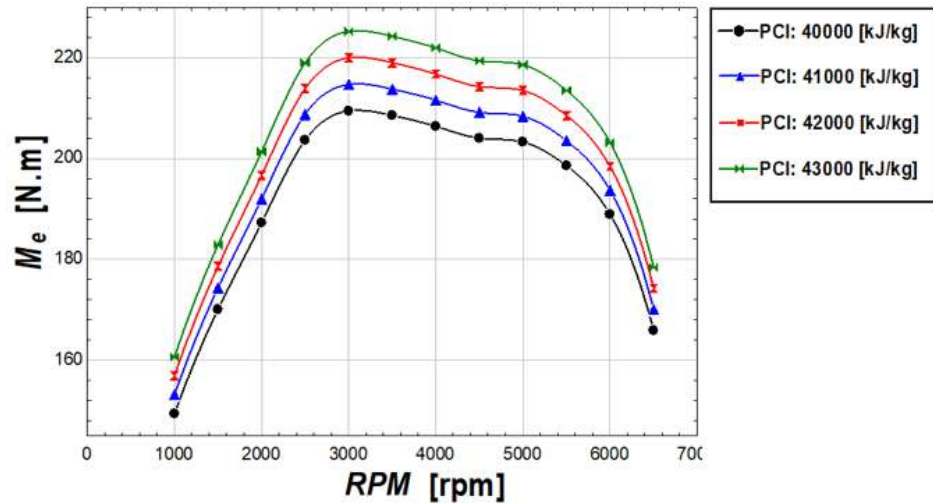
En este apartado se muestra cómo se comporta el modelo planteado cuando variamos el poder calorífico inferior (*PCI*) del combustible ingresado como parámetro de entrada. Los resultados se presentan en la Tabla 4.

Tabla 4. Valores de *PCI*.

<i>PCI</i> [kJ/kg]
40000
41000
42000
43000

Una vez ingresados los valores de *PCI* se procede a calcular y graficar las curvas características para proceder a analizarlas como se muestra en las Figura 28 y 29.

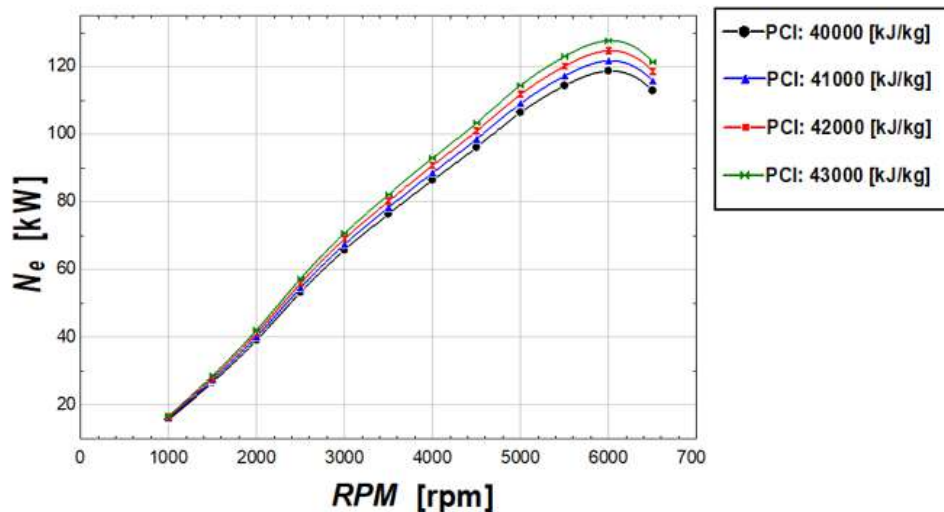
Figura 28. Par efectivo variando el PCI.



Fuente: Autor

En la Figura 28 se muestra la relación que existe entre el PCI y el par efectivo (M_e). Al analizar la gráfica se observa que estas dos magnitudes son directamente proporcionales ya que al aumentar una, la otra también aumenta y viceversa, lo cual es normal, ya que se tiene menor cantidad de energía por unidad de masa al momento que disminuye el PCI (Payri González & Desantes Fernández, 2011).

Figura 29. Potencia efectiva variando el PCI.

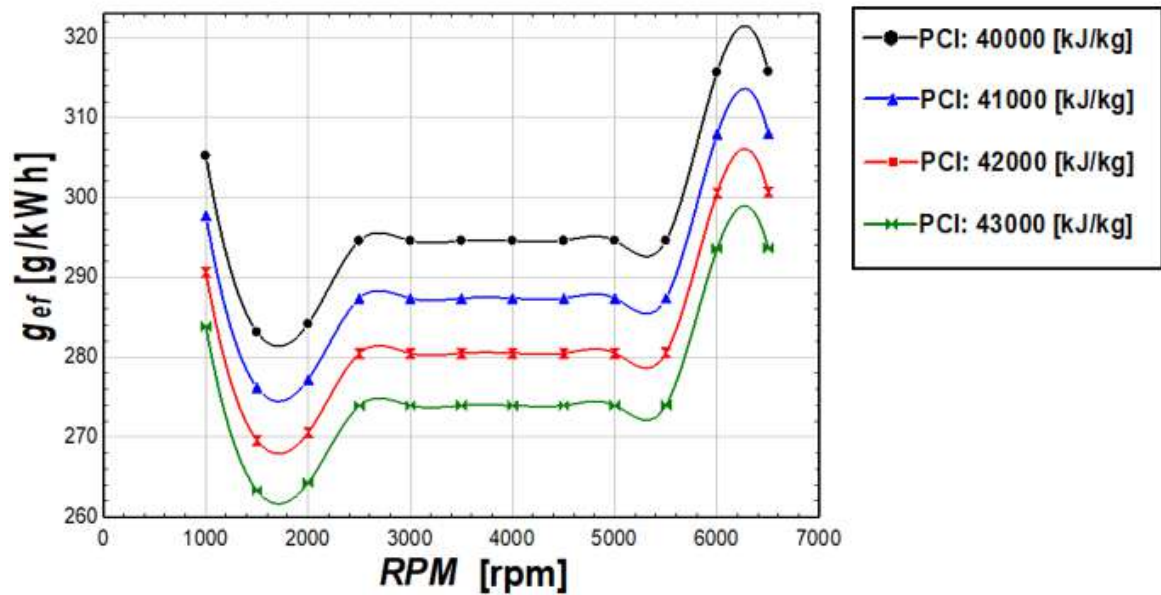


Fuente: Autor

En la Figura 29 se muestra la relación que hay entre el PCI y la potencia efectiva (N_e). Al analizar dicha grafica se observa la misma relación que se tiene entre el PCI y el par efectivo (M_e) de la Figura 28, en donde estas dos magnitudes son directamente proporcionales. Esta similitud en el comportamiento se debe a que la

potencia efectiva es consecuencia del propio comportamiento del par, al ser el producto de éste por la velocidad angular del cigüeñal, por lo tanto, están directamente relacionados (Payri González & Desantes Fernández, 2011).

Figura 30. Consumo específico efectivo variando el PCI.



Fuente: Autor

En la Figura 30 se muestra la relación que hay entre el PCI y el consumo específico efectivo de combustible (g_{ef}), al analizar la gráfica se observa que estas dos magnitudes son inversamente proporcionales. Esto pasa debido a que al aumentar el PCI aumenta la potencia haciendo que haya un menor consumo, y al disminuir el PCI la potencia disminuye haciendo que haya un mayor consumo de combustible.

5.3 COMPARACIÓN DEL MODELO PLANTEADO CON OTROS MODELOS DE CARACTERÍSTICAS SIMILARES

Simulación de las prestaciones de un motor alternativo a carga parcial (González Martínez, 2017). En este trabajo se describe el desarrollo de una simulación de las prestaciones de un motor de combustión interna alternativo (MCIA) en condiciones de carga parcial usando un modelo de ciclo dual idealizado; el objetivo fue el de reducir el consumo de combustible y las emisiones contaminantes, contribuyendo a la lucha contra el cambio climático. En conclusión, se obtuvieron resultados que les permitieron evaluar y comparar las características de funcionamiento de los motores simulados a carga parcial: par, potencia y consumo específico.

Los parámetros del motor usado en dicho estudio son los siguientes:

Tabla 5. Parámetros del motor para comparar.

Tipo de motor:	MEC
Numero de cilindros, z :	4
Diámetro del pistón, D [mm]:	68
Carrera, S [mm]:	68
Relación de compresión, r_c :	10
Poder calorífico inferior, PCI [kJ/kg]:	42592
Relación aire-combustible estequiométrica, AC_{est} :	15
Temperatura ambiente, T_{amb} [K]:	100
Presión atmosférica, P_{atm} [kPa]:	300

Fuente: (González Martínez, 2017)

Los datos de entrada de la Tabla 5 son ingresados a nuestro modelo(*MOD*); se calculan los parámetros de funcionamiento del motor, y luego se comparan con los obtenidos del modelo de González Martínez(*COMP*), 2017, como se muestra en la Tabla 6.

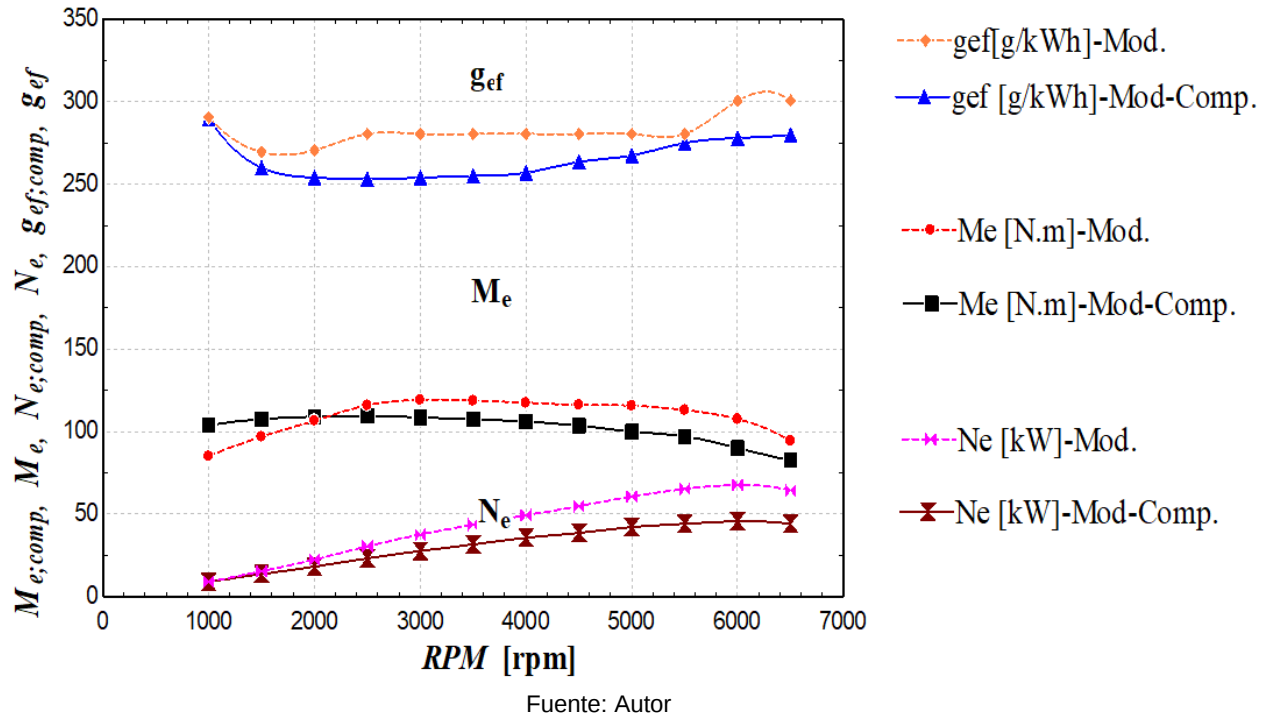
Tabla 6. Comparación de resultados de los modelos.

RPM [rpm]	M_{e-MOD} [kN-m]	M_{e-COMP} [kN-m]	Error [%]	N_{e-MOD} [kW]	N_{e-COMP} [kW]	Error [%]	g_{ef-MOD} [g/kW-h]	$g_{ef-COMP}$ [g/kW-h]	Error [%]
1000	85,04	103,80	18,07	8,90	8,75	1,77	268	290	7,59
1500	96,81	107,50	9,94	15,21	13,50	12,67	248,60	260	4,38
2000	106,60	109	2,20	22,32	18	24	249,60	254	1,73
2500	115,90	109,50	5,84	30,35	23	31,96	258,70	253	2,25
3000	119,20	108,50	9,86	37,45	27,50	36,18	258,70	254	1,85
3500	118,70	107,50	10,42	43,51	31,50	38,13	258,70	255	1,45
4000	117,50	106	10,85	49,21	35,50	38,62	258,70	257	0,66
4500	116,10	103,50	12,17	54,72	38,50	42,13	258,70	263,50	1,82
5000	115,70	100	15,70	60,58	42	44,24	258,70	267,50	3,29
5500	113	97	16,49	65,09	44	47,93	258,70	275	5,93
6000	107,50	90	19,44	67,57	45,50	48,51	277,30	278	0,25
6500	94,42	82,50	14,45	64,27	44	46,07	277,30	280	0,96

Fuente: Autor

A continuación se procede a graficar las curvas características de potencia efectiva (N_e), par efectivo (M_e) y consumo específico de combustible (g_{ef}) de ambos modelos para ser comparadas como se muestra en Figura 31.

Figura 31. Curvas características de los modelos.



Las curvas características mostradas de nuestro modelo (*MOD*) tienen una moderada desviación respecto a las curvas del modelo de González Martínez (*COMP*).

Al analizar el comportamiento de las curvas de consumo específico de combustible se puede observar en la Figura 31 que ambas curvas tienen una tendencia muy similar, así mismo, se aprecia que al comparar los resultados obtenidos por nuestro modelo y el de González Martínez como se muestra en la Tabla 6 estos se mantienen con un porcentaje de error menor de 8%, lo cual es aceptable. Por otro lado, en las curvas de par efectivo y potencia efectiva, se observa que dichas curvas igualmente presentan una tendencia muy similar entre ellas, pero al comparar los resultados obtenidos de ambos modelos como se muestra en la Tabla 6, se aprecian porcentajes de error mayores al 10% en el caso del par efectivo y porcentajes de error mayores al 30% en el caso de la potencia efectiva, en ambos casos estos errores comienzan a aumentar a medida que aumenta el régimen de giro. Estas desviaciones presentadas en los resultados se pueden justificar, debido a que el modelo con el que se está comparando, utiliza adicionalmente modelos matemáticos que simulan el comportamiento de un sistema de sobrealimentación y el comportamiento de los inyectores de combustible; además, también se debe de

tener presente que el modelo de González Martínez obtiene sus resultados a carga parcial y nuestro modelo está ajustado para ser usado a plena carga.

Diseño de una herramienta computacional para estudiar el comportamiento de los motores a pistón (González Gómez, 2016). En este proyecto se desarrolló una herramienta computacional usando ciclos ideales que permita estudiar las prestaciones de los motores a pistón, con el objetivo de que se pueda estudiar las curvas de potencia, las de consumo específico de combustible, las de la presión media efectiva y las del par motor para diésel y gasolina. En conclusión, la herramienta que obtuvieron puede ser usada para el diseño de motores alternativos y análisis de rendimiento con fines investigativos.

Los parámetros del motor usado en dicho proyecto son los siguientes:

Tabla 7. Parámetros del motor dos para comparar.

Tipo de motor:	MEC
Numero de cilindros, z :	4
Diámetro del pistón, D [mm]:	85
Carrera, S [mm]:	96
Relación de compresión, r_c :	21,5
Poder calorífico inferior, PCI [kJ/kg]:	42500
Relación aire-combustible estequiométrica, AC_{est} :	14,5
Temperatura ambiente, T_{amb} [K]:	101
Presión atmosférica, P_{atm} [kPa]:	288

Fuente:(González Gómez, 2016)

Los datos de entrada que se muestran en la Tabla 7 son ingresados a nuestro modelo(*MOD*) para proceder a calcular los parámetros de funcionamiento del motor, y así ser comparadas con las obtenidas del modelo de González(*COMP2*), como se muestra en la Tabla 8.

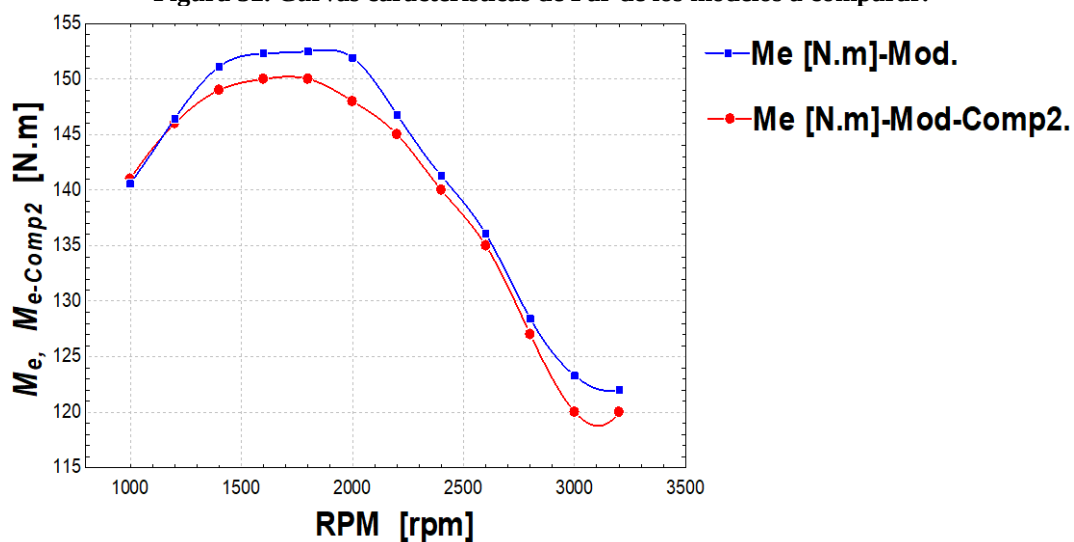
Tabla 8. Comparación de resultados de los modelos.

RPM [rpm]	M_{e-MOD} [kN-m]	$M_{e-COMP3}$ [kN-m]	Error [%]	N_{e-MOD} [kW]	$N_{e-COMP3}$ [kW]	Error [%]
1000	140,60	141	0,28	14,72	15	1,87
1200	146,40	146	0,27	18,40	18,75	1,87
1400	151,10	149	1,41	22,15	22	0,68
1600	152,30	150	1,53	25,52	25	2,08
1800	152,50	150	1,67	28,74	28,75	0,03
2000	151,90	148	2,64	31,82	31,25	1,82
2200	146,80	145	1,24	33,82	33,75	0,21
2400	141,30	140	0,93	35,50	35	1,43
2600	136	135	0,74	37,04	36,50	1,48
2800	128,40	127	1,10	37,65	37,25	1,07
3000	123,30	120	2,75	38,73	37	4,68
3200	122	120	1,67	40,88	37	10,49

Fuente: Autor

A continuación se procede a graficar las curvas características de potencia efectiva (N_e) y de par efectivo (M_e) de ambos modelos para ser comparadas como se muestra en las Figura 34 y Figura 33.

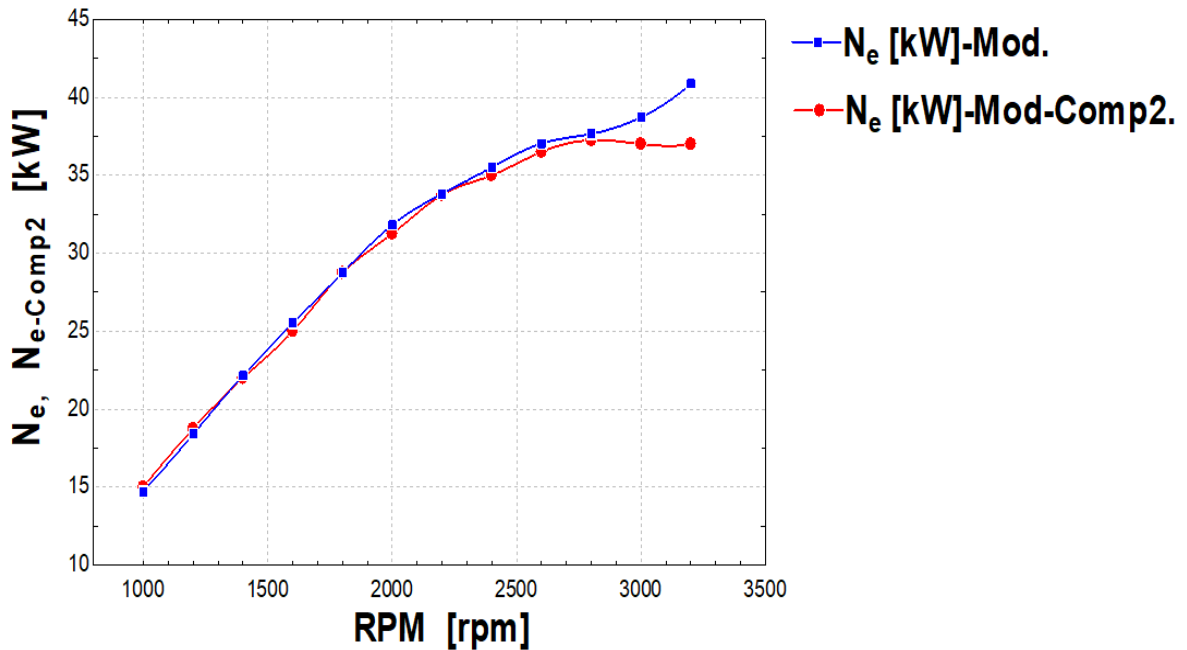
Figura 32. Curvas características de Par de los modelos a comparar.



Fuente: Autor

Al analizar la Figura 32, las curvas de par efectivo de ambos modelos presentan muy poca desviación y tienen la misma tendencia; así mismo se aprecia que al comparar los resultados obtenidos por nuestro modelo y el de González Gómez como se muestra en la Tabla 8 estos se mantienen con un porcentaje de error menor de 3%.

Figura 33. Curvas características de la potencia de los modelos a comparar.



Fuente: Autor

En la Figura 33 se puede observar que la potencia efectiva de nuestro modelo se ajusta bien a la de Gonzáles, teniendo una pequeña desviación en el régimen de giro de las 3000 RPM a 3200 RPM. Del mismo modo, el porcentaje de error se mantiene por debajo del 5%, llegando a aumentar hasta un 10% en el régimen de giro de las 3200 RPM.

Teniendo en cuenta que los errores obtenidos de la Tabla 8 están por debajo del 3% y 5%, se puede determinar que nuestro modelo predice de una forma muy aproximada el comportamiento del motor que se usa en el modelo de González Gómez. Esto puede justificarse ya que González Gómez utilizo un modelo termodinámico idealizado de aire estándar, basado en una sucesión de ecuaciones de los libros de (Boles Yunus, A.   engel, 2012; Pulkrabek, 2004) al igual que en nuestro modelo.

Análisis y modelado de Motor de Combustión Interna Alternativo (MCIA) mediante software específico (*OpenWAM*) y validación experimental en banco de ensayos (Galván Febles, 2019). En este proyecto se desarrolló una investigación y análisis de un modelo teórico de un MCIA para comparar los

resultados obtenidos en pruebas experimentales, esto con el fin de validar el modelo y luego sugerir aplicaciones para uso educativo. En conclusión, se logró diseñar un modelo teórico simplificado el cual está ajustado y validado experimentalmente para simular las condiciones de operación del motor.

Los parámetros del motor usado en dicho proyecto son los siguientes:

Tabla 9. Parámetros del motor tres para comparar.

Tipo de motor:	MEC
Numero de cilindros, z :	1
Diámetro del pistón, D [mm]:	69
Carrera, S [mm]:	62
Relación de compresión, r_c :	22
Poder calorífico inferior, PCI [kJ/kg]:	42470
Relación aire-combustible estequiométrica, AC_{est} :	25
Temperatura ambiente, T_{amb} [K]:	95,5
Presión atmosférica, P_{atm} [kPa]:	294

Fuente: (Galván Febles, 2019)

Los datos de entrada que se muestran en la Tabla 9 son ingresados en nuestro modelo(**MOD**) para proceder a calcular los parámetros de funcionamiento del motor, y luego ser comparadas con las obtenidas del modelo de Galván Febles (**COMP3**), como se muestra en la Tabla 10.

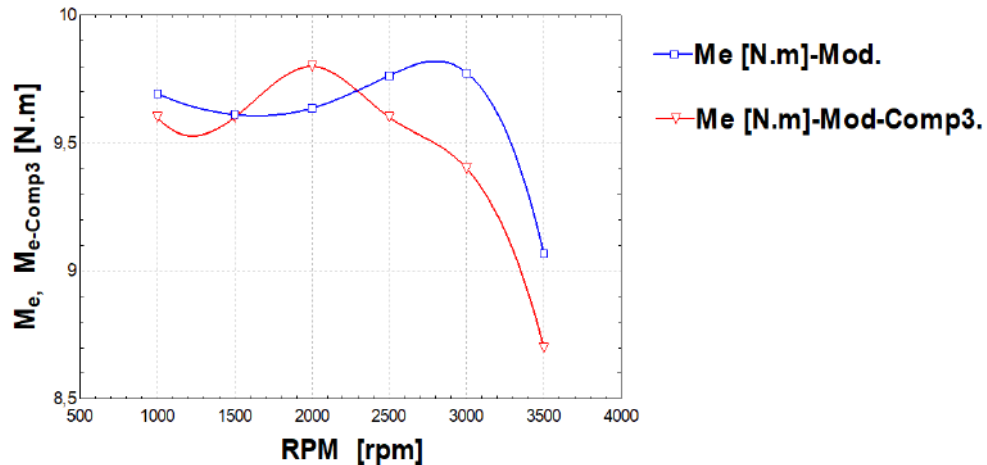
Tabla 10. Comparación de resultados de los modelos.

RPM [rpm]	M_{e-MOD} [kN-m]	$M_{e-COMP3}$ [kN-m]	Error [%]	N_{e-MOD} [kW]	$N_{e-COMP3}$ [kW]	Error [%]	g_{ef-MOD} [g/kW-h]	$g_{ef-COMP3}$ [g/kW-h]	Error [%]
1000	9,69	9,60	0,94	1,02	1,50	32,33	262,10	273,80	4,27
1500	9,61	9,60	0,10	1,51	1,50	0,67	262,20	273,80	4,24
2000	9,63	9,80	1,73	2,01	2,10	4,29	269,20	273,70	1,64
2500	9,76	9,60	1,67	2,55	2,60	1,92	272,80	273	0,07
3000	9,77	9,40	3,94	3,07	2,90	5,86	280,20	281	0,28
3500	9,06	8,70	4,14	3,32	3,30	0,61	300,80	304	1,05

Fuente: Autor

A continuación, se procede a graficar las curvas características de potencia efectiva (N_e), par efectivo (M_e) y consumo específico de combustible (g_{ef}) para ambos modelos, y luego ser comparadas como se muestra en las Figuras 34, 35 y 36 .

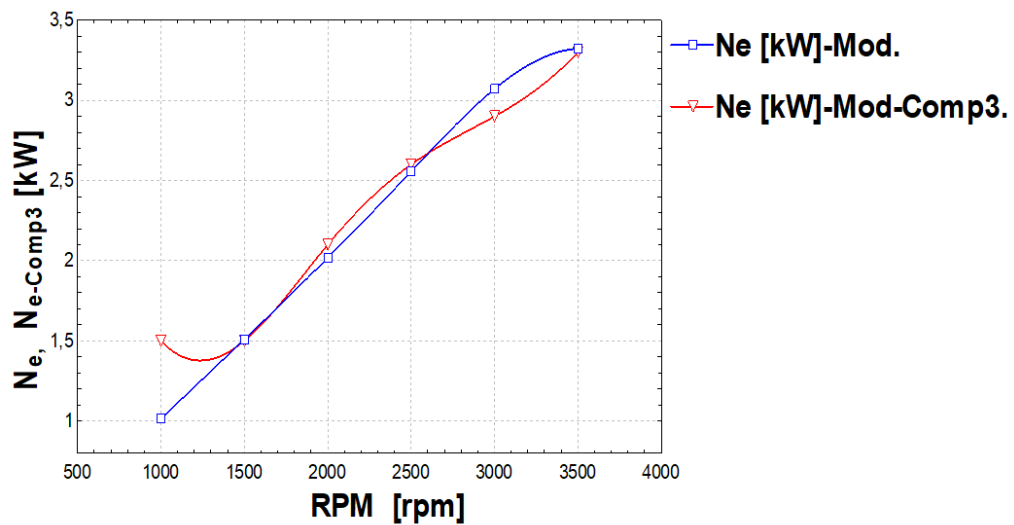
Figura 34. Curvas características de Par de los modelos a comparar.



Fuente: Autor

La curva característica de par (Figura 34) de nuestro modelo tiene una moderada desviación en comparación con la curva mostrada del modelo de Galván Febles. Aunque gráficamente puede parecer una divergencia de resultados notable, el margen de error es pequeño, observando que en el rango de régimen de giro de las 3500 rpm está el mayor alejamiento con un porcentaje de error de 4,14%. Los resultados que se obtuvieron de par efectivo representan un comportamiento de nuestro modelo muy aproximado al comportamiento del motor usado en el modelo de Galván Febles.

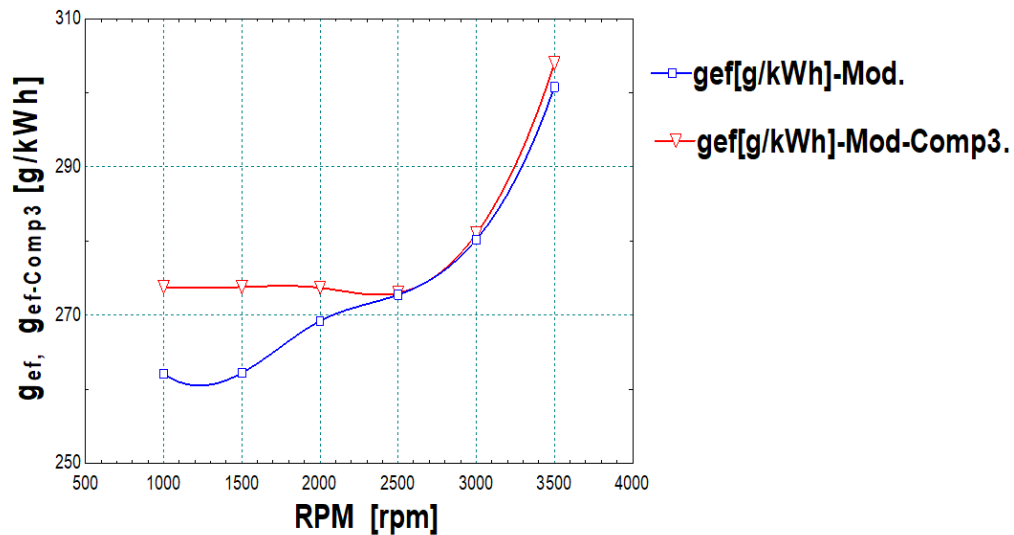
Figura 35. Curvas características de la potencia de los modelos a comparar.



Fuente: Autor

En este caso, las curvas características de potencia efectiva (Figura 35) obtenidas con nuestro modelo y el de Galván Febles, presentan muy poca desviación. Al comparar los resultados obtenidos por nuestro modelo y el de Galván Febles como se muestra en la Tabla 10, se tiene un error del 32,33% en el régimen de giro de las 1000 RPM, posteriormente el porcentaje de error menor se mantiene por debajo del 6%. Esto sugiere que nuestro modelo inicialmente no se ajusta correctamente debido al bajo régimen de giro; posteriormente al momento de aumentar las RPM este se ajusta correctamente al comportamiento del motor del modelo que se está comparando.

Figura 36. Curvas características del consumo específico de los modelos a comparar.



Fuente: Autor

Ahora, en el caso de las curvas características de consumo específico de combustible (Figura 36), al igual que con el caso de las curvas de par, se tiene una desviación moderada en el rango de las 1000 RPM a 1500 RPM. Aunque gráficamente esta desviación puede parecer significativa, el margen de error es bajo y es en donde el mayor alejamiento está en el régimen de las 1000 RPM con un porcentaje de error de 4,27%. Posteriormente las curvas de nuestro modelo empiezan a ajustarse y se mantienen por debajo de dicho porcentaje de error. Como se mencionó anteriormente nuestro modelo no se ajusta correctamente a bajos régimen de giro, pero a medida que este valor aumenta nuestro modelo tiende a ajustarse correctamente.

Este comportamiento en un principio se debe a que en el software *OpenWAM* usado para estimar las curvas del modelo de Galván Febles, inicialmente presenta mayores parámetros de entrada que nuestro modelo, como la posibilidad de configurar las válvulas de admisión y escape. Por otro lado, los errores se mantienen por debajo del 6%, por lo que se puede concluir que el modelo se ajusta de forma aceptable al modelo que se está comparando.

6. CONCLUSIONES

- El planteamiento y desarrollo del modelo termodinámico idealizado de aire estándar utilizado para la simulación de las curvas características de un motor de encendido por compresión, permite obtener las variables de desempeño más relevantes en los motores diésel como son el cálculo de par, potencia, fracción de residuales, temperatura y presión al inicio de la compresión, y el porcentaje de combustible quemado a volumen constante y a presión constante, respectivamente.
- Se desarrolló y se ajustó satisfactoriamente un programa para la estimación de curvas características de un motor de encendido por compresión, en donde al ajustar el porcentaje de combustión a volumen constante, el rendimiento a la combustión y al rendimiento mecánico hace que los resultados obtenidos por el modelo concuerdan bien con los datos experimentales.
- Se utilizó la herramienta *Diagram Window* del software EES para diseñar la interfaz gráfica de usuario, con la cual se pudo diseñar cada interfaz que forma parte del programa. Los resultados, gráficos y datos son confiables para comprender todos los parámetros de funcionamiento del motor; por lo tanto, esta herramienta de cálculo se considera confiable y efectiva para fines educativos.
- Se realizó un análisis comparativo del modelo planteado con otros modelos disponibles en la literatura con características similares, esto con el fin de evaluar cómo se comporta nuestro modelo en diferentes condiciones. Se extrajeron los parámetros de entrada de los motores usados en cada modelo a comparar, para así obtener las curvas características de dichos motores simuladas con nuestro modelo, posteriormente dichas curvas fueron comparadas con las curvas obtenidas en cada modelo a comparar. Tras este análisis se llegó a la conclusión de que los resultados obtenidos con nuestro modelo presentan muy poca desviación con los resultados que obtuvieron los modelos disponibles en la literatura.

7. RECOMENDACIONES Y TRABAJOS FUTUROS

- Se recomienda la mejora del modelo planteado, ya que en este se tienen en cuenta varias simplificaciones, por eso en trabajos futuros es necesario emplear modelos más cercanos a la realidad, considerando por ejemplo las irreversibilidades y pérdidas que se tienen lugar en el motor (combustión incompleta, tiempo, escape, calor...).
- Añadir modelos matemáticos para un mejor análisis de la combustión, así como también la implementación de turbo-cargadores y análisis de inyectores.
- Modelar e introducir en la interfaz otros ciclos como lo son el ciclo Diésel y ciclo Otto, así como también modelar los motores dos tiempos y realizar estudios con dicho motor.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Álvarez Flórez, J. A., & Callejón Agramunt, I. (2002). *Máquinas térmicas motoras* (UPC). edicions UPC.
- Boles Yunus, A. Çengel, M. A. (2012). *Termodinámica, 6ta Edición*. 1050.
- Galván Febles, D. J. (2019). *Análisis y modelado de Motor de Combustión Interna Alternativo (MCIA) mediante software específico (OpenWAM) y validación experimental en banco de ensayos*. 228.
- Giacosa, D. (1947). *Motori endotermici alternativi - ing Dante Giacosa - IV ed - 1947.pdf* (4th ed.; Ulrico Hoepli, ed.).
- González Gómez, C. D. (2016). Diseño de una herramienta computacional para estudiar el comportamiento de los motores a pistón. *Journal of Chemical Information and Modeling*, 53, 126. Retrieved from <http://biblioteca.usbbog.edu.co:8080/Biblioteca/BDigital/154811.pdf>
- González Martínez, P. (2017). *Simulación de las prestaciones de un motor alternativo a carga parcial*. 111.
- John Heywood. (1988). *Internal Combustion Engine Fundamentals*.
- Klein, S. A. (2007). *Operating Manual.Engineering Equation Solver (EES)*. Retrieved from <http://www.fchart.com/ees/>
- Klein, S. A. (2018). *Engineering Equation Solver, EES*.
- Magana, A. J. (2017). Modeling and Simulation in Engineering Education: A Learning Progression. *Journal of Professional Issues in Engineering Education and Practice*, 143(4). [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)EI.1943-5541.0000338](https://doi.org/10.1061/(ASCE)EI.1943-5541.0000338)
- Moran, M., & Shapiro, H. (2004). Fundamentos de Termodinamica Técnica. *Journal of Chemical Information and Modeling*, 53(9), 1699.
- Moyer, M. (2012). El motor de combustión interna. *Investigacion Y Ciencia Edicion Española*, 6(2), 7. Retrieved from <https://www.investigacionyciencia.es/revistas/investigacion-y-ciencia/la-unificacin-de-las-fuerzas-554/el-motor-de-combustin-interna-9302>
- Naaktgeboren, C. (2017). An air-standard finite-time heat addition Otto engine model. *International Journal of Mechanical Engineering Education*, 45(2), 103–119. <https://doi.org/10.1177/0306419016689447>

Ñaupas Paitán, H., Mejía Mejía, E., Novoa Ramírez, E., & Villagómez Paucar, A. (2014). *Metodología de la investigación* (Ediciones).

Payri González, F., & Desantes Fernández, J. M. (2011). Motores de combustión interna alternativos. In F. Payri & J. Desantes (Eds.), *Colección Académica. Editorial UPV*. Retrieved from <https://riunet.upv.es/handle/10251/70998?show=full#.XS-S8qUSHMQ.mendeley>

Pulkrabek, W. W. (2004). Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine. In *Journal of Chemical Information and Modeling* (2nd ed., Vol. 53).

Rojas, B. B., Louis, F. E., Neira, B. J., & Alberto, C. (2019). *DISEÑO DE UNA INTERFAZ GRÁFICA DE USUARIO PARA EL ESTUDIO DE LOS PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO DE MOTORES DIÉSEL APLICADO AL TALLER DE CIENCIAS TÉRMICAS DE LA UNIVERSIDAD SEÑOR DE SIPÁN S.A.C.*

Salam, S., Choudhary, T., Pugazhendhi, A., Verma, T. N., & Sharma, A. (2020). A review on recent progress in computational and empirical studies of compression ignition internal combustion engine. *Fuel*, 279(May), 118469. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.118469>

Salvador Rubio, F. J., López Sánchez, J. J., & Novella Rosa, R. (2008). *CUESTIONES Y PROBLEMAS RESUELTOS DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS.*

Torres García, M., Santana Hidalgo, A., Jiménez-Espadafor Aguilar, F. J., Becerra Villanueva, J. A., Carvajal Trujillo, E., & Sánchez Lencero, T. M. (2010). *Software educacional para la simulación de motores de combustión interna alternativos.* Retrieved from <https://idus.us.es/xmlui/handle/11441/26937#.XcgqKL7RbvQ.mendeley%0Ahttps://idus.us.es/xmlui/handle/11441/26937>

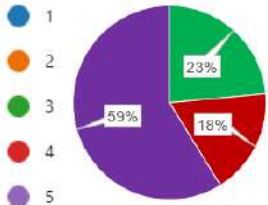
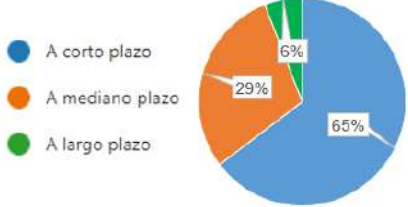
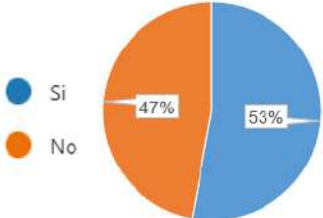
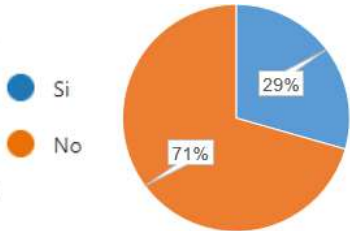
Zurita Zaldunbide, M. a G. (2010). *CREACIÓN DE UN SOFTWARE DIDÁCTICO PARA EL RECONOCIMIENTO DE LAS PRÁCTICAS DE MOTORES DIESEL Y GASOLINA EN EL LABORATORIO DE TERMODINÁMICA DE INGENIERÍA MECÁNICA.*

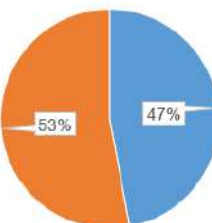
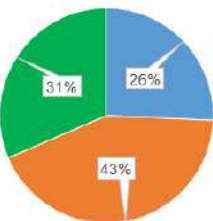
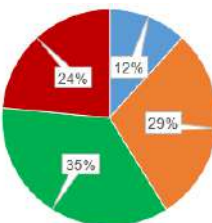
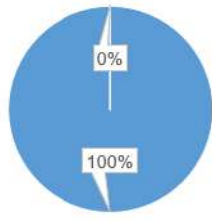
ANEXOS

Anexo 1: Encuesta

Encuesta destinada para identificar las necesidades de un software de simulación de motores virtuales diésel en la asignatura de motores de combustión interna, dirigida a docentes e ingenieros del programa de ingeniería mecánica de la Universidad de Pamplona. Se tomó una muestra poblacional total de 17 personas.

Numero de pregunta	Pregunta
1	¿Qué tan importante cree que es para los jóvenes ingenieros desarrollar sus habilidades en laboratorios virtuales de enseñanza universitaria?
2	¿En qué plazo cree usted que la Universidad o el programa de ingeniería Mecánica deberían implementar un proyecto para establecer Laboratorios de motores de combustión interna?
3	¿Conoce acerca de los laboratorios virtuales y cómo se utilizan en los cursos universitarios de ingeniería mecánica?
4	¿Tiene algún conocimiento sobre softwares relacionados con la simulación de motores de combustión interna?
5	¿Conoce usted los beneficios que conlleva el uso de los softwares de simulación de motores de combustión interna en el aprendizaje?
6	¿Para qué nivel educativo cree usted que estaría destinado el uso de los softwares de simulación de motores de combustión interna?
7	¿Cuál cree usted que es el rango justo de precios para adquirir un software de simulación de motores de combustión interna para realizar laboratorios virtuales en la asignatura de motores de combustión interna?
8	¿Cree usted que la inversión de la universidad en la compra de un software de simulación de motores sería beneficiosa?

Pregunta	Resultados de la encuesta	Análisis												
1	<table><thead><tr><th>Escala</th><th>N° respuestas personas</th></tr></thead><tbody><tr><td>1</td><td>0</td></tr><tr><td>2</td><td>0</td></tr><tr><td>3</td><td>4</td></tr><tr><td>4</td><td>3</td></tr><tr><td>5</td><td>10</td></tr></tbody></table> 	Escala	N° respuestas personas	1	0	2	0	3	4	4	3	5	10	En una escala de 1 a 5, donde 1 significa poco importante y 5 muy importante. Un 59% de los encuestados considera muy importante el uso laboratorios virtuales de enseñanza universitaria. Los encuestados que los laboratorios favorecen el aprendizaje de forma didáctica y práctica, sin la necesidad de esperar largos periodos de tiempo y a poco costo.
Escala	N° respuestas personas													
1	0													
2	0													
3	4													
4	3													
5	10													
2	<table><thead><tr><th>Escala</th><th>N° respuestas personas</th></tr></thead><tbody><tr><td>Corto plazo</td><td>11</td></tr><tr><td>Mediano plazo</td><td>5</td></tr><tr><td>Largo plazo</td><td>1</td></tr></tbody></table> 	Escala	N° respuestas personas	Corto plazo	11	Mediano plazo	5	Largo plazo	1	El 65% de los encuestados opinan que se debería implementar un proyecto a corto plazo para establecer Laboratorios de motores de combustión interna. Ya que en la Universidad de Pamplona no se cuenta con un laboratorio óptimo para realizar prácticas con motores.				
Escala	N° respuestas personas													
Corto plazo	11													
Mediano plazo	5													
Largo plazo	1													
3	<table><thead><tr><th>Escala</th><th>N° respuestas personas</th></tr></thead><tbody><tr><td>Si</td><td>9</td></tr><tr><td>No</td><td>8</td></tr></tbody></table> 	Escala	N° respuestas personas	Si	9	No	8	El 47% de los encuestados no conoce acerca de los laboratorios virtuales y su uso en la academia. El 53% si conocen estos laboratorios y opinan que estas herramientas virtuales facilitan el estudio de algunos fenómenos físicos como si se estuviera haciendo el experimento real.						
Escala	N° respuestas personas													
Si	9													
No	8													
4	<table><thead><tr><th>Escala</th><th>N° respuestas personas</th></tr></thead><tbody><tr><td>Si</td><td>5</td></tr><tr><td>No</td><td>12</td></tr></tbody></table> 	Escala	N° respuestas personas	Si	5	No	12	La gran mayoría de encuestados que equivalen al 71% no conocen los softwares relacionados con la simulación de motores de combustión interna, evidenciando así la falta de estos tipos de software como herramienta de aprendizaje. El 29% de encuestados que conocen estos softwares conocen programas como <i>CyclePad</i> , <i>Chemkin</i> , <i>Ansys</i> y <i>VEMODVirtual Engine Model</i> : Instituto Universitario CMT.						
Escala	N° respuestas personas													
Si	5													
No	12													

5	<table><tr><th>Escala</th><th>N° respuestas personas</th></tr><tr><td>Si</td><td>8</td></tr><tr><td>No</td><td>9</td></tr></table> Si No 	Escala	N° respuestas personas	Si	8	No	9	El 47% de los encuestados si conoce acerca de los beneficios que conlleva el uso de los softwares de simulación de motores de combustión interna en el aprendizaje. Estos opinan que reduce tiempo y costos para la aplicación del conocimiento cuando no se dispone de instalaciones físicas y ayuda a predecir comportamientos de los motores.				
Escala	N° respuestas personas											
Si	8											
No	9											
6	<table><tr><th>Escala</th><th>N° respuestas personas</th></tr><tr><td>Tecnólogos</td><td>9</td></tr><tr><td>Pregrados</td><td>15</td></tr><tr><td>Posgrados</td><td>11</td></tr></table> Tecnólogos Pregrados Posgrados 	Escala	N° respuestas personas	Tecnólogos	9	Pregrados	15	Posgrados	11	El 43% de los encuestados coinciden en que el nivel educativo que estaría destinado el uso de los softwares de simulación de motores de combustión interna es en pregrados. Dándole mayor peso a nuestro modelo.		
Escala	N° respuestas personas											
Tecnólogos	9											
Pregrados	15											
Posgrados	11											
7	<table><tr><th>Escala</th><th>N° respuestas personas</th></tr><tr><td>\$1 000 000 - \$5 000 000</td><td>2</td></tr><tr><td>\$5 000 000 - \$10 000 000</td><td>5</td></tr><tr><td>\$10 000 000 - \$50 000 000</td><td>6</td></tr><tr><td>\$50 000 000 - \$200 000 000</td><td>4</td></tr></table> \$1 000 000 - \$5 000 000 \$5 000 000 - \$10 000 000 \$10 000 000 - \$50 000 000 \$50 000 000 - \$200 000 000 	Escala	N° respuestas personas	\$1 000 000 - \$5 000 000	2	\$5 000 000 - \$10 000 000	5	\$10 000 000 - \$50 000 000	6	\$50 000 000 - \$200 000 000	4	Con el 35% de los encuestados, el rango justo de precios para adquirir un software de simulación de motores de combustión interna para realizar laboratorios virtuales en la asignatura de motores de combustión interna estaría entre \$10 000 000 - \$50 000 000 y con el 29% de los encuestados coinciden que el rango de precios justo esta entre \$5 000 000 - \$10 000 000. Estos valores se consideran justos debido a los beneficios que conlleva la compra de este tipo de software a la academia.
Escala	N° respuestas personas											
\$1 000 000 - \$5 000 000	2											
\$5 000 000 - \$10 000 000	5											
\$10 000 000 - \$50 000 000	6											
\$50 000 000 - \$200 000 000	4											
8	<table><tr><th>Escala</th><th>N° respuestas personas</th></tr><tr><td>Si</td><td>17</td></tr><tr><td>No</td><td>0</td></tr></table> Si No 	Escala	N° respuestas personas	Si	17	No	0	El 100% de los encuestados coinciden que la inversión de la universidad en la compra de un software de simulación de motores sería beneficiosa. Estos opinan que aumentaría los indicadores para el programa, faculta y universidad. Ya que mejoraría las habilidades de los estudiantes y serviría como herramienta para educar.				
Escala	N° respuestas personas											
Si	17											
No	0											

Anexo 2: Código de programación realizado en EES

```

"CICLO DUAL"

"DATOS DE ENTRADA"

{NC=6 "Número de cilindros"
D=0,081 [m] "Diámetro del cilindro"
S=0,0774 [m] "Carrera del pistón"
r_c=8 "Relación de compresión"}
{T_amb=300 [K] "Temperatura ambiente"
P_atm=100 [kPa] "Presión atmosférica"}
x_r[0]=0,03 "Fracción de residuales inicial (supuesta al principio)"
{
PCI=42000 [kJ/kg] "Poder calorífico inferior del combustible"
AC_E=14,5 "Relación aire-combustible estequiometrica"
lambda=1
ETA_c=0.635 "Rendimiento de la combustión (parámetro variable)"
Q_aire=157.1 [L/min] "Caudal de aire (determinar con los datos del motor, en función de las RMP)"
ETA_m=0.9 "Rendimiento mecánico (parámetro variable)"
C_vc=0.7 "Porcentaje de combustión a volumen constante (parámetro variable)"
RPM=1000 [rpm] "Régimen de giro (determinar con los datos del motor)"
}
z=15 "Número de iteraciones"

lambda=AC_R/AC_E
{AC_Exp=AC_Real}

{xi=1,05}

COE=g_ef_exp

"CORRECCION EXPERIMENTAL DEL MODELO"

"Diesel"

phi_M=1
phi_N=0,1785
phi_gef=0,1785
phi_eta_t=1

"PARÁMETROS GEOMÉTRICOS"

V_t=NC*(PI/4)*(D^2)*(S)
"Volumen total"
V_d=V_t/NC "Volumen desplazado/cilindro"
V_c=V_d/(r_c-1) "Volumen de la cámara de combustión"
V_PMS=V_c "Volumen punto muerto superior"
V_PMI=V_c+V_d "Volumen punto muerto inferior"
A_piston=(PI/4)*(D^2) "Area del piston"

"MASA DE AIRE"

rho_a=density(Air;T=T_amb;P=P_atm) "Densidad del aire"
m_a=(Q_aire*rho_a)/(500*RPM)
" Masa de aire [kg/ciclo]"
m_a=eta_v*m_a_teorica /100
" Masa del aire Y rendimiento volumetrico"
m_a_teorica=rho_a*V_d

{"MASA DE LA MEZCLA (MEP) - AIRE-COMBUSTIBLE- RESIDUALES-"

m_m[0]=((lambda*AC+1)/(lambda*AC*(1-x_r[0])))*m_a "masa de la mezcla"
m_ff[0]=(1/(lambda*AC+1))*(1-x_r[0])*m_m[0]
"masa de combustible"
m_rf[0]=x_r[0]*m_m[0]
"masa de residuales"}

"MASA DE LA MEZCLA (MEC) - AIRE-RESIDUALES-"

m_m[0]=m_a/(1-x_r[0])
"masa de la mezcla"
m_rf[0]=x_r[0]*m_m[0]
"masa de residuales"
m_ff[0]=((1-x_r[0])*(1/(AC_R+1))*m_m[0])*xi
"masa de combustible"

"ESTADO 1"
P_1[0]=P_atm
V_1=V_d+V_c
R_aire=cp(Air;T=T_amb)-
cv(Air;T=T_amb)
T_1[0]=(P_1[0]*V_1)/(m_m[0]*R_aire)

"ESTADO 2"
c_p[0]=cp(Air;T=T_1[0])
c_v[0]=cv(Air;T=T_1[0])
gamma_aire[0]=c_p[0]/c_v[0]
P_2[0]=P_1[0]*r_c^gamma_aire[0]

T_2[0]=T_1[0]*r_c^(gamma_aire[0]-1)
V_2=V_c

"ESTADO 3"
Q_e[0]=m_ff[0]*PCI*eta_c
"energía de entrada al ciclo"
beta_diesel[0]=(Q_e[0]/(gamma_aire[0]*m_m[0]*c_v[0]*T_1[0]*r_c^(gamma_aire[0]-1)))+1
alpha_dual_max[0]=gamma_aire[0]*(beta_diesel[0]-1)+1
alpha_dual[0]=C_vc*alpha_dual_max[0]
beta_dual[0]=1+((gamma_aire[0]*(beta_diesel[0]-1)-alpha_dual[0]+1)/(gamma_aire[0]*alpha_dual[0]))
T_3[0]=alpha_dual[0]*T_2[0]
P_3[0]=alpha_dual[0]*P_2[0]
V_3=V_2
Q_23[0]=m_m[0]*c_v[0]*(T_3[0]-T_2[0])
Q_34[0]=Q_e[0]-Q_23[0]

"ESTADO 4"
T_4[0]=beta_dual[0]*T_3[0]
V_4[0]=beta_dual[0]*V_3
P_4[0]=P_3[0]

"ESTADO 5"
P_5[0]=P_4[0]*(V_4[0]/V_1)^gamma_aire[0]
T_5[0]=T_4[0]*(V_4[0]/V_1)^(gamma_aire[0]-1)
V_5=V_1
Q_sald[0]=m_m[0]*c_v[0]*(T_5[0]-T_1[0])

"TEMPERATURA DE LOS GASES DE ESCAPE"
P_esc=P_atm "Presión de los gases de escape"
T_esc[0]=T_5[0]*(P_esc/P_5[0])^(gamma_aire[0]-1)/gamma_aire[0])

"FRACCIÓN DE RESIDUALES"
x_r[1]=(1/r_c)*(T_5[0]/T_esc[0])*(P_esc/P_5[0])

Duplicate i=1;z

{"MASA DE LA MEZCLA (MEP) - AIRE-COMBUSTIBLE- RESIDUALES-"
m_m[i]=((lambda*AC+1)/(lambda*AC*(1-x_r[i])))*m_a "masa de la mezcla"
m_ff[i]=(1/(lambda*AC+1))*(1-x_r[i])*m_m[i] "masa de combustible"

```

m_r[i]=x_r[i]*m_m[i]
"masa de residuales"}
}

"MASA DE LA MEZCLA (MEC) -
AIRE-RESIDUALES-"
m_m[i]=m_a/(1-x_r[i])
"masa de la mezcla"
m_r[i]=x_r[i]*m_m[i]
"masa de residuales"
m_f[i]=(1-
x_r[i])*(1/(AC_R+1))*m_m[i]
"masa de combustible"

"ESTADO 1"
w[i]=
Call
temperatura(w[i];x_r[i];T_esc[0];T_amb :T_1[i])
Call
presion(w[i];x_r[i];T_esc[0];T_amb;
m_m[0];R_aire;P_atm;V_1 :P_1[i])

"ESTADO 2"
c_p[i]=cp(Air;T=T_1[i])
c_v[i]=cv(Air;T=T_1[i])
gamma_aire[i]=c_p[i]/c_v[i]
P_2[i]=P_1[i]*r_c^gamma_aire[i]
T_2[i]=T_1[i]*r_c^(gamma_aire[i]-1)

"ESTADO 3"
Q_e[i]=m_f[i]*PCI*eta_c
"energía de entrada al ciclo"
beta_diesel[i]=(Q_e[i]/(gamma_aire[i]*m_m[i]*c_v[i]*T_1[i]*r_c^(gamma_aire[i]-1)))+1
alpha_dual_max[i]=gamma_aire[i]*(beta_diesel[i]-1)+1
alpha_dual[i]=C_vc*alpha_dual_max[i]
beta_dual[i]=1+((gamma_aire[i]*(beta_diesel[i]-1)-alpha_dual[i]+1)/(gamma_aire[i]*alpha_dual[i]))
T_3[i]=alpha_dual[i]*T_2[i]
P_3[i]=alpha_dual[i]*P_2[i]
Q_23[i]=m_m[i]*c_v[i]*(T_3[i]-T_2[i])
Q_34[i]=Q_e[i]-Q_23[i]

"ESTADO 4"
T_4[i]=beta_dual[i]*T_3[i]
V_4[i]=beta_dual[i]*V_3
P_4[i]=P_3[i]

"ESTADO 5"
P_5[i]=P_4[i]*(V_4[i]/V_1)^gamma_aire[i]
T_5[i]=T_4[i]*(V_4[i]/V_1)^(gamma_aire[i]-1)
Q_sald[i]=m_m[i]*c_v[i]*(T_5[i]-T_1[i])

"TEMPERATURA DE LOS GASES DE ESCAPE"
T_esc[i]=T_5[i]*(P_esc/P_5[i])^(gamma_aire[i]-1)/gamma_aire[i])

"FRACCIÓN DE RESIDUALES"
x_r[i+1]=(1/r_c)*(T_5[i]/T_esc[i])*(P_esc/P_5[i])

End

"TRABAJO DE ENTRADA
PROCESO 1-2"
W_12=m_m[z]*R_aire*(T_2[z]-T_1[z])/(1-gamma_aire[z])

"TRABAJO DE SALIDA
PROCESO 3-4"
W_34=P_3[z]*(V_4[z]-V_3)

"TRABAJO DE SALIDA
PROCESO 4-5"
W_45=m_m[z]*R_aire*(T_5[z]-T_4[z])/(1-gamma_aire[z])

"TRABAJO NETO INDICADO"
W_i=W_12+W_34+W_45

"RENDIMIENTO TÉRMICO
INDICADO"
eta_i=(W_i/Q_e[z])*eta_c

"PRESIÓN MEDIA INDICADA"
P_mi=W_i/V_d

"PRESIÓN MEDIA EFECTIVA"
P_me=eta_m*P_mi

"PRESIÓN MEDIA DE PÉRDIDAS
MECÁNICAS"
P_mpm=P_mi-P_me

"POTENCIA INDICADA"
N_i=P_mi*NC*V_d*RPM/120

"TRABAJO EFECTIVO"
W_e=W_i*eta_m

"POTENCIA EFECTIVA"

{N_exp=eta_m*N_i*(1-eta_c)
N_e=eta_m*N_i*phi_N
"multiplicado por el factor de correccion experimental"

"RENDIMIENTO EFECTIVO"
eta_e=(W_e/Q_e[z])*eta_c*100

"POTENCIA DE PÉRDIDAS
MECÁNICAS"
N_pm=N_i-N_e

"PAR MOTOR"
M=N_e*60/(2*PI*RPM)*1000*phi_N
"multiplicado por el factor de correccion experimental"
{M_exp=1}

"VELOCIDAD MEDIA DEL
PISTÓN"
C_m=2*RPM*S/60

"POTENCIA ESPECÍFICA DEL
MOTOR"
N_esp=P_me*C_m/4

"FLUJO MÁSIICO DE
COMBUSTIBLE"
mm_f=m_f[z]*RPM*NC/120

"CONSUMO ESPECÍFICO
INDICADO"
g_if=(mm_f/N_i)*3600000

"CONSUMO ESPECÍFICO
EFECTIVO"
g_ef=(mm_f/N_e)*3600000*phi_g_ef
"multiplicado por el factor de correccion experimental"

"Calor específico de los gases de escape"
c_p_esc=4186,8*(0,0717+AC_R*(0,0001))*(1,8*T_esc[z])^(0,1883-(0,0002903)*(AC_E))

"Energía de los gases de escape isoentrópica"
Q_esc=NC*(m_m[z]*c_p_esc*T_esc[z])*RPM/120000

"Energía de entrada"
{Q_ent=(RPM*Q_e[z])/(120*eta_c)
}
Q_ent=NC*RPM*(m_f[z])*PCI/120

"Potencia perdida en la combustión"
N_per=Q_ent*(1-eta_c)

"Fracción de energía perdida en la combustión (combustible no quemado y transferencia de calor"
x_per=N_per*100/Q_ent

"Potencia de los gases de escape"
N_esc=Q_ent-N_e-N_pm-N_per

"Fracción de la energía total que sale en los gases de escape"
x_esc=N_esc*100/Q_ent

"Temperatura de gases de escape real"
T_escreal=((120000*N_esc)/((m_m[z])*c_p_esc*RPM*NC))+273,15

"Fracción de energía perdida por pérdidas mecánicas"
x_pm=N_pm*100/Q_ent

"Fracción de la energía efectiva"
x_Ne=N_e*100/Q_ent

{E_M=M_exp
E_N_e=N_e_exp}

"Potencia real de los gases de escape"

$Q_{escreal} = NC * (m_m[z] * c_{p_esc} * T_{esc}[z]) * RPM / 120000$

"Rendimiento general termica"
 $\eta_{et} = ((1000 * 3600) / (g_{ef} * PCI))$
"multiplicado por el factor de correccion experimental"

$\eta_{expt} = ((1000 * 3600) / (COE * PCI))$

"CÓDIGO PARA COMPARAR EL PC I"

$NCc = NC$

$Dc = D$

$Sc = S$

$r_{cc} = r_c$

$T_{ambc} = T_{amb}$

$P_{atmc} = P_{atm}$

$x_{rc}[0] = 0,03$

$\{PCI_2 = 42000 \text{ [kJ/kg]} \quad \}$

$AC_{Ec} = AC_E$

$\lambda_{bdac} = 1$

$\eta_{cc} = 0,635$

$\{Q_{airec} = 157,1 \text{ [L/min]} \quad \}$

$\{\eta_{mc} = 0,9 \quad \}$

$C_{vcc} = 0,7$

$\{RPMc = 1000 \text{ [rpm]} \quad \}$

$x = 15$

$\lambda_{bdac} = AC_{Rc} / AC_{Ec}$

$\{AC_{Ecxp} = AC_{Rceal}\}$

$\{x_i = 1,05\}$

$g_{efc_expc} = 500$

$COEc = g_{efc_expc}$

$\phi_{Mc} = 1$

$\phi_{Nc} = 0,1785$

$\phi_{gefc} = 0,1785$

$\phi_{\eta_{tc}} = 1$

$V_{tc} = NCc * (PI/4) * (Dc^2) * (Sc)$

$V_{dc} = V_{tc} / NCc$

$V_{cc} = V_{dc} / (r_{cc} - 1)$

$\rho_{ac} = \text{density}(\text{Air}; T = T_{ambc}; P = P_{atmc})$

$m_{ac} = (Q_{airec} * \rho_{ac}) / (500 * RPMc)$

$m_{ac} = \eta_{vc} * m_{ac_teóricac} / 100$
 $m_{ac_teóricac} = \rho_{ac} * V_{dc}$

$m_{mc}[0] = m_{ac} / (1 - x_{rc}[0])$

$m_{rc}[0] = x_{rc}[0] * m_{mc}[0]$

$m_{fc}[0] = ((1 - x_{rc}[0]) * (1 / (AC_{Rc} + 1))) * m_{mc}[0]$

$P_{1c}[0] = P_{atmc}$

$V_{1c} = V_{dc} + V_{cc}$

$R_{airec} = cp(\text{Air}; T = T_{ambc}) -$

$cv(\text{Air}; T = T_{ambc})$

$T_{1c}[0] = (P_{1c}[0] * V_{1c}) / (m_{mc}[0] * R_{airec})$

$c_{pc}[0] = cp(\text{Air}; T = T_{1c}[0])$

$c_{vc}[0] = cv(\text{Air}; T = T_{1c}[0])$

$\gamma_{airec}[0] = c_{pc}[0] / c_{vc}[0]$

$P_{2c}[0] = P_{1c}[0] * r_{cc}^{\gamma_{airec}[0]}$

$T_{2c}[0] = T_{1c}[0] * r_{cc}^{(\gamma_{airec}[0] - 1)}$

$V_{2c} = V_{cc}$

$Q_{ec}[0] = m_{fc}[0] * PCI_2 * \eta_{cc}$

$\beta_{dieselc}[0] = (Q_{ec}[0] / (\gamma_{airec}[0] * m_{mc}[0] * c_{vc}[0] * T_{1c}[0] * r_{cc}^{(\gamma_{airec}[0] - 1)})) + 1$

$\alpha_{dualc_maxc}[0] = \gamma_{airec}[0] * (\beta_{dieselc}[0] - 1) + 1$

$\alpha_{dualc}[0] = C_{vcc} * \alpha_{dualc_maxc}[0]$

$\beta_{dualc}[0] = 1 + ((\gamma_{airec}[0] - 1) * (\beta_{dieselc}[0] - 1) -$

$\alpha_{dualc}[0] + 1) / (\gamma_{airec}[0] * \alpha_{dualc}[0])$

$T_{3c}[0] = \alpha_{dualc}[0] * T_{2c}[0]$

$P_{3c}[0] = \alpha_{dualc}[0] * P_{2c}[0]$

$V_{3c} = V_{2c}$

$Q_{23c}[0] = m_{mc}[0] * c_{vc}[0] * (T_{3c}[0] - T_{2c}[0])$

$Q_{34c}[0] = Q_{ec}[0] - Q_{23c}[0]$

$T_{4c}[0] = \beta_{dualc}[0] * T_{3c}[0]$

$V_{4c}[0] = \beta_{dualc}[0] * V_{3c}$

$P_{4c}[0] = P_{3c}[0]$

$P_{5c}[0] = P_{4c}[0] * (V_{4c}[0] / V_{1c})^{\gamma_{airec}[0]}$

$T_{5c}[0] = T_{4c}[0] * (V_{4c}[0] / V_{1c})^{(\gamma_{airec}[0] - 1)}$

$V_{5c} = V_{1c}$

$Q_{saldc}[0] = m_{mc}[0] * c_{vc}[0] * (T_{5c}[0] - T_{1c}[0])$

$P_{esc} = P_{atmc}$

$T_{esc}[0] = T_{5c}[0] * (P_{esc} / P_{5c}[0])^{(\gamma_{airec}[0] - 1) / \gamma_{airec}[0]}$

$x_{rc}[1] = (1 / r_{cc}) * (T_{5c}[0] / T_{esc}[0]) * (P_{esc} / P_{5c}[0])$

$T_{3ct}[i] = T_{2c}[i] + ((m_{fc}[i] * PCI_2 * \eta_{cc} * (\gamma_{airec}[i] - 1) * C_{vcc}) / (m_{mc}[i] * R_{airec}))$

Duplicate $i = 1; z$

$m_{mc}[i] = m_{ac} / (1 - x_{rc}[i])$

$m_{rc}[i] = x_{rc}[i] * m_{mc}[i]$

$m_{fc}[i] = ((1 - x_{rc}[i]) * (1 / (AC_{Rc} + 1))) * m_{mc}[i]$

$wc[i] = i$

Call

$\text{temperaturac}(wc[i]; x_{rc}[i]; T_{esc}[0]; T_{ambc}; T_{1c}[i])$

Call

$\text{presionc}(wc[i]; x_{rc}[i]; T_{esc}[0]; T_{ambc}; m_{mc}[0]; R_{airec}; P_{atmc}; V_{1c}; P_{1c}[i])$

$c_{pc}[i] = cp(\text{Air}; T = T_{1c}[i])$

$c_{vc}[i] = cv(\text{Air}; T = T_{1c}[i])$

$\gamma_{airec}[i] = c_{pc}[i] / c_{vc}[i]$

$P_{2c}[i] = P_{1c}[i] * r_{cc}^{\gamma_{airec}[i]}$

$T_{2c}[i] = T_{1c}[i] * r_{cc}^{(\gamma_{airec}[i] - 1)}$

$Q_{ec}[i] = m_{fc}[i] * PCI_2 * \eta_{cc}$

$\beta_{dieselc}[i] = (Q_{ec}[i] / (\gamma_{airec}[i] * m_{mc}[i] * c_{vc}[i] * T_{1c}[i] * r_{cc}^{(\gamma_{airec}[i] - 1)})) + 1$

$\alpha_{dualc_maxc}[i] = \gamma_{airec}[i] * (\beta_{dieselc}[i] - 1) + 1$

$\alpha_{dualc}[i] = C_{vcc} * \alpha_{dualc_maxc}[i]$

$\beta_{dualc}[i] = 1 + ((\gamma_{airec}[i] - 1) * (\beta_{dieselc}[i] - 1) -$

$\alpha_{dualc}[i] + 1) / (\gamma_{airec}[i] * \alpha_{dualc}[i])$

$T_{3c}[i] = \alpha_{dualc}[i] * T_{2c}[i]$

$P_{3c}[i] = \alpha_{dualc}[i] * P_{2c}[i]$

$Q_{23c}[i] = m_{mc}[i] * c_{vc}[i] * (T_{3c}[i] - T_{2c}[i])$

$Q_{34c}[i] = Q_{ec}[i] - Q_{23c}[i]$

$T_{4c}[i] = \beta_{dualc}[i] * T_{3c}[i]$

$V_{4c}[i] = \beta_{dualc}[i] * V_{3c}$

$P_{4c}[i] = P_{3c}[i]$

$P_{5c}[i] = P_{4c}[i] * (V_{4c}[i] / V_{1c})^{\gamma_{airec}[i]}$

$T_{5c}[i] = T_{4c}[i] * (V_{4c}[i] / V_{1c})^{(\gamma_{airec}[i] - 1)}$

$Q_{saldc}[i] = m_{mc}[i] * c_{vc}[i] * (T_{5c}[i] - T_{1c}[i])$

$T_{esc}[i] = T_{5c}[i] * (P_{esc} / P_{5c}[i])^{(\gamma_{airec}[i] - 1) / \gamma_{airec}[i]}$

$x_{rc}[i+1] = (1 / r_{cc}) * (T_{5c}[i] / T_{esc}[i]) * (P_{esc} / P_{5c}[i])$

$T_{3ct}[i] = T_{2c}[i] + ((m_{fc}[i] * PCI_2 * \eta_{cc} * (\gamma_{airec}[i] - 1) * C_{vcc}) / (m_{mc}[i] * R_{airec}))$

End

$W_{12c} = m_{mc}[z] * R_{airec} * (T_{2c}[z] - T_{1c}[z]) / (1 - \gamma_{airec}[z])$

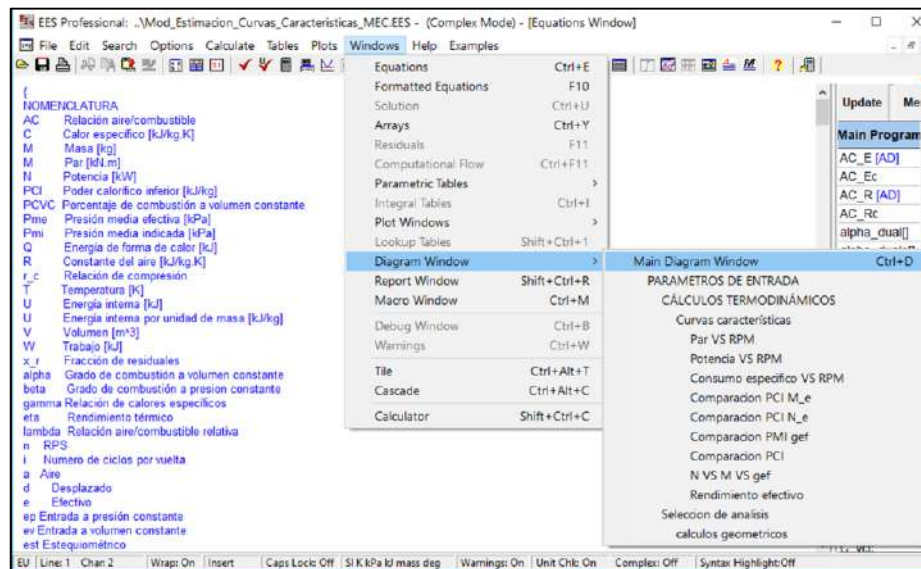
$W_{34c} = P_{3c}[z] * (V_{4c}[z] - V_{3c})$

$W_{45c} = m_{mc}[z] * R_{airec} * (T_{5c}[z] - T_{4c}[z]) / (1 - \gamma_{airec}[z])$

W_ic=W_12c+W_34c+W_45c	{"VELOCIDAD MEDIA DEL PISTÓN"	x_perc=N_perc*100/Q_ecnt
eta_ic=(W_ic/Q_ec[z])*eta_cc	C_mc=2*RPMc*Sc/60	{Q_totc=N_ec+N_perc+N_pmc}
P_mic=W_ic/V_dc	"POTENCIA ESPECÍFICA DEL MOTOR"	N_escsc=Q_ecnt-N_ec-N_pmc- N_perc
P_mec=eta_mc*P_mic	N_escsp=P_mec*C_mc/4}	x_escsc=N_escsc*100/Q_ecnt
P_mpmc=P_mic-P_mec	mm_fc=m_fc[z]*RPMc*NCc/120	T_escscreal=((120000*N_escsc)/((m_ _mc[z])*c_pc_esc*RPMc*NCc))+2 73,15
N_ic=P_mic*NCc*V_dc*RPMc/12 0	g_ifc=(mm_fc/N_ic)*3600000	x_pmc=N_pmc*100/Q_ecnt
W_ec=W_ic*eta_mc	g_efc=(mm_fc/N_ec)*3600000*phi_ _gefc	x_Nec=N_ec*100/Q_ecnt
N_ec=eta_mc*N_ic*phi_Nc	c_pc_esc=4186,8*(0,0717+AC_Rc *(0,0001))*(1,8*T_escsc[z])^(0,188 3-(0,0002903)*(AC_Ec))	{E_M=M_exp E_N_ec=N_ec_exp}
eta_ec=(W_ec/Q_ec[z])*eta_cc*10 0	Q_escsc=NCc*(m_mc[z]*c_pc_esc *T_escsc[z])*RPMc/120000	Q_escscreal=NCc*(m_mc[z]*c_pc_ esc*T_escsc[z])*RPMc/120000
N_pmc=N_ic-N_ec	{Q_ecnt=(RPMc*Q_ec[z])/(120*et a_cc)}	eta_ect=((1000*3600)/(g_efc*PCI_ 2))
"PAR MOTOR"	Q_ecnt=NCc*RPMc*(m_fc[z])*PCI_ _2/120	eta_ecxpt=((1000*3600)/(COEc*P CI_2))
Mc=N_ec*60/(2*PI*RPMc)*1000*p hi_Mc	N_perc=Q_ecnt*(1-eta_cc)	
{M_exp=1}		

Anexo 3: Manual de usuario

Al ingresar al aplicativo del EES y abrir el archivo del programa llamado **Mod_Estimación_Curvas_Características_MEC**, encontrará una ventana con su respectiva barra de herramientas y en la cual deberá hacer clic en la pestaña **Windows** y posteriormente la opción **Diagram Window** y hacer clic en **Main Diagram Window** como se muestra en la siguiente imagen.



Una vez abierto el **Diagram Window** mostrara las siguientes ventanas del programa.

- **Interfaz gráfica de presentación**



En esta ventana encontrara la presentación del programa, junto con los nombres del autor y los directores a cargo del proyecto, haz clic en la opción **Siguiente** para iniciar con el programa.

- Interfaz de parámetros de entrada

PARÁMETROS DE ENTRADA

GEOMETRÍA DEL MOTOR

Numero de cilindros $NC = 6$ [AD]
 Diámetro de pistón $D = 0.087$ [m]
 Carrera $S = 0.0774$ [m]
 Relación de compresión $r_c = 8$ [AD]
 Relación aire/combustible estequiométrica $AC_E = 14.5$ [AD]

COMBUSTIBLE

Poder calorífico inferior principal $PCI = 42000$ [kJ/kg]
 Poder calorífico inferior comparación $PCI_2 = 50000$ [kJ/kg]

CONSTANTES FÍSICAS

Temperatura ambiente $T_{amb} = 300$ [K]
 Presión ambiente $P_{amb} = 100$ [kPa]

GUARDAR DATOS SIGUIENTE >>> <<< ATRAS

Esta ventana permite ingresar los parámetros de entrada que se necesitan para ejecutar la simulación, en donde encontramos datos como: **Numero de cilindros, diámetro del pistón, carrera, relación de compresión, relación aire/combustible estequiometria, poder calorífico inferior del combustible principal, poder calorífico inferior de comparación, temperatura ambiente y presión atmosférica.** Estos parámetros son características de cada motor. Una vez ingresados los datos se procede a guardarlos dándole clic en **Guardar Datos** y se procede a dar clic en la opción **Siguiente** para abrir la ventana de análisis de datos.

- Interfaz de la selección de análisis a obtener

MODELADO Y SIMULACIÓN DE UN MOTOR DE ENCENDIDO POR COMPRESIÓN

Seleccione el tipo de análisis que desea obtener

Cálculos termodinámicos ENTRAR

Cálculos geométricos ENTRAR

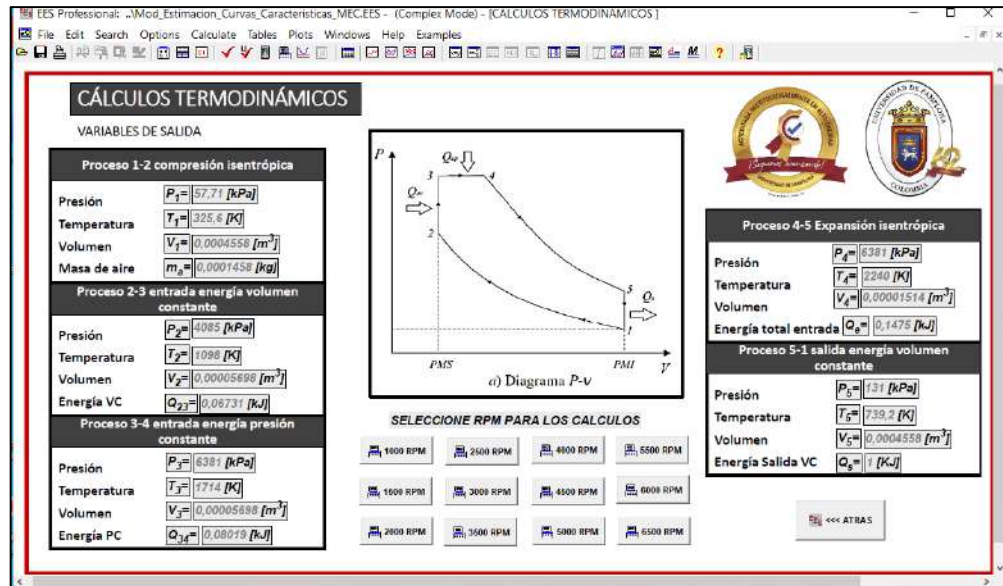
Curvas características ENTRAR

Comparación de dos PCI ENTRAR

<<< ATRAS

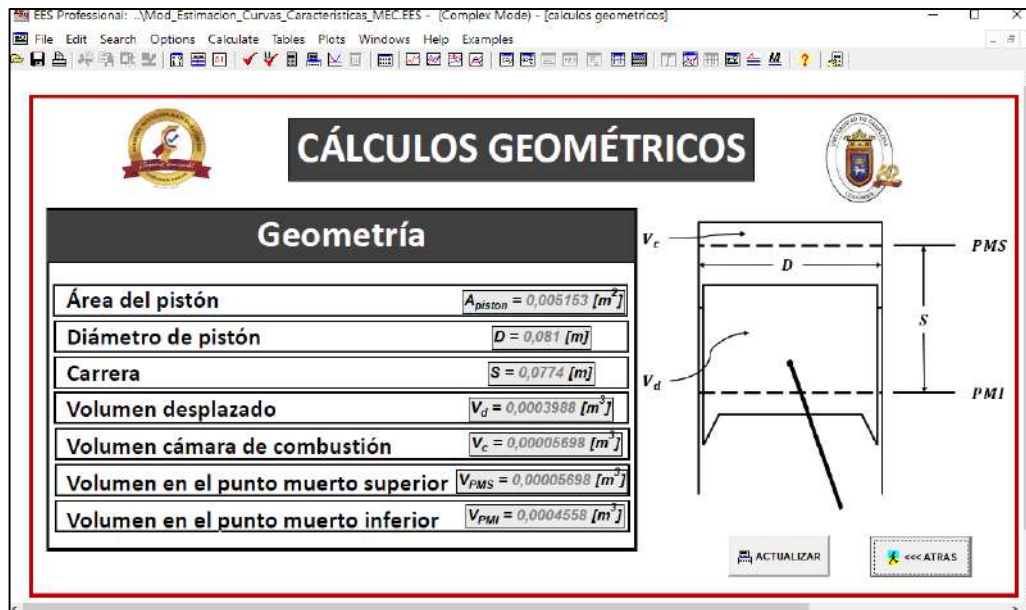
En esta ventana usted podrá escoger el análisis que desea obtener dándole clic en la opción **Entrar** de cada análisis, como son los cálculos termodinámicos, cálculos geométricos, curvas características y la comparación de dos poderes caloríficos inferiores (PCI). Si quiere cambiar los parámetros de entrada puede hacer clic en la opción **Atrás** y será dirigido nuevamente a la ventana de parámetros de entrada.

- Interfaz de los cálculos termodinámicos



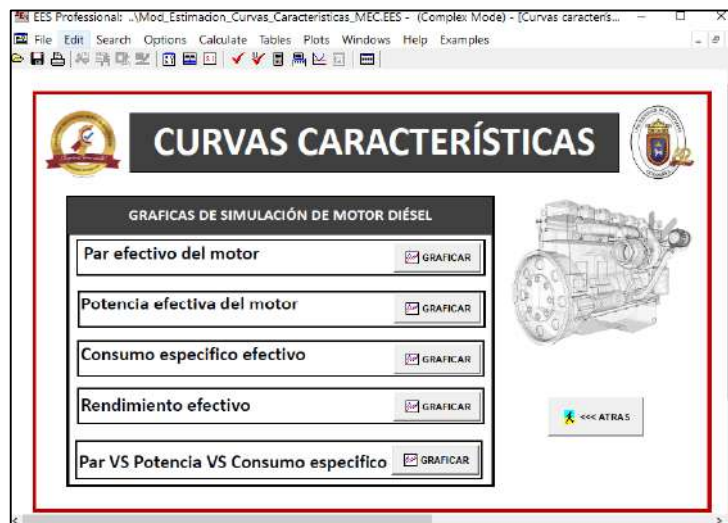
Aquí podrás ver los cálculos termodinámicos ordenados por procesos y separados por cuadros para facilitar la comprensión por parte del usuario, también se puede seleccionar a que régimen de giro desea obtener dichos cálculos. Si deseas obtener otro análisis tienes que dar clic en la opción **Atrás** para volver a la ventana de selección de análisis.

- Interfaz de los cálculos geométricos



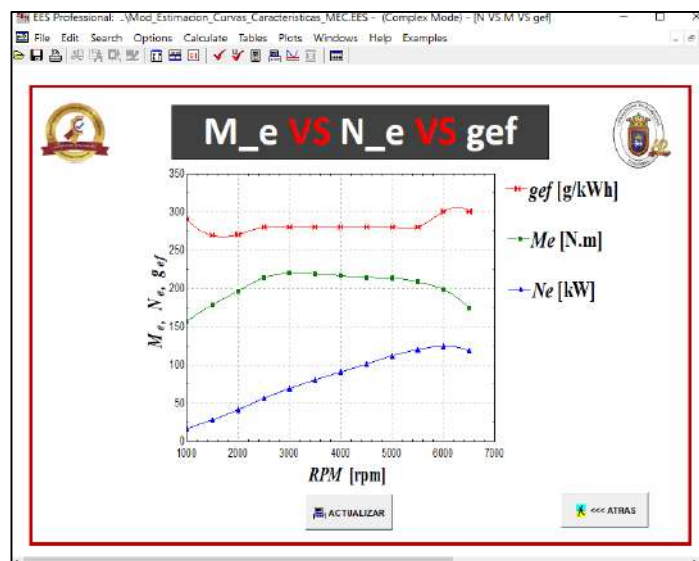
En esta ventana obtendrás los cálculos geométricos que se obtienen al simular el motor y si deseas actualizar la ventana debes dar clic en la opción **Actualizar**. Si deseas obtener otro análisis tienes que dar clic en la opción **Atrás** para volver a la ventana de selección de análisis.

- Interfaz de comparación de dos PCI



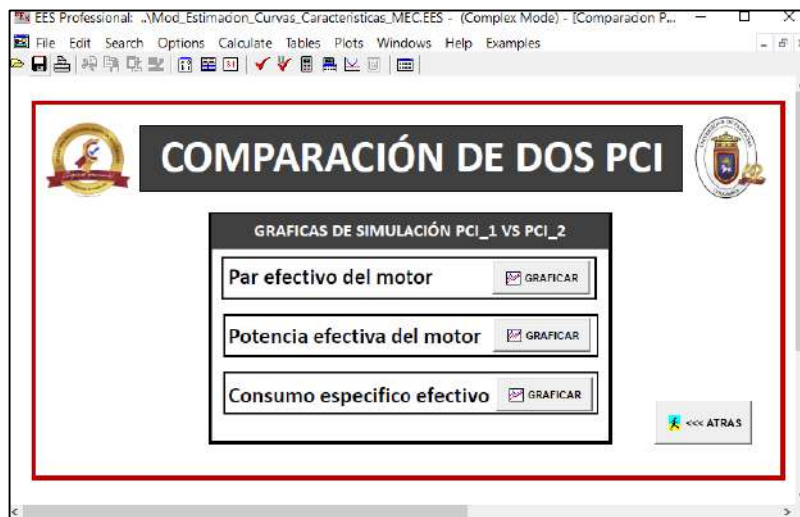
En esta ventana podrá seleccionar las curvas características que brindan al usuario información acerca del funcionamiento del motor que se está simulando, como los son el par efectivo, la potencia efectiva, el consumo específico efectivo y el rendimiento efectivo que están en función del número de revoluciones por minuto (RPM) así como también la posibilidad de comparar estos tres. Para seleccionar las curvas que desees obtener debes dar clic en la opción **Graficar**. Si desees obtener otro análisis tienes que dar clic en la opción **Atrás** para volver a la ventana de selección de análisis.

Al seleccionar una curva característica se abrirá una ventana con la siguiente.



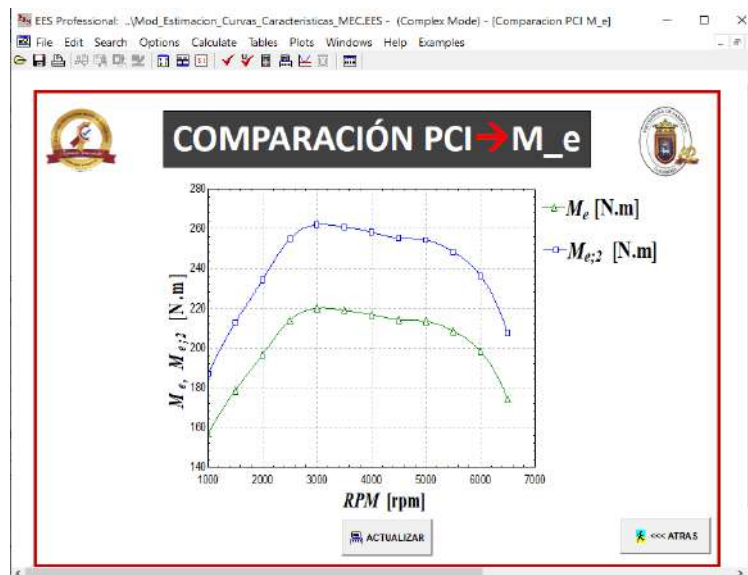
En esta ventana obtendrás el análisis seleccionado que en este caso es la comparación del Par efectivo, Potencia efectiva y consumo específico de combustible. Si desees actualizar la gráfica debes dar clic en la opción **Actualizar**. Si desees obtener otro tipo de curva característica tienes que dar clic en la opción **Atrás** para volver a la ventana de curvas características.

- Interfaz de curvas características del motor



En esta ventana se comparan dos poderes caloríficos inferiores (PCI) usando tres curvas características como lo **son el par efectivo, la potencia efectiva y el consumo específico efectivo** que están en función del número de revoluciones por minuto (RPM). Para seleccionar las curvas que deseas obtener debes dar clic en la opción **Graficar**. Si deseas obtener otro análisis tienes que dar clic en la opción **Atrás** para volver a la ventana de selección de análisis.

Al seleccionar una curva característica se abrirá una ventana con la siguiente.



En esta ventana obtendrás el análisis seleccionado que en este caso es la comparación del **Par efectivo**. Si deseas actualizar la gráfica debes dar clic en la opción **Actualizar**. Si deseas obtener otro tipo de curva característica tienes que dar clic en la opción **Atrás** para volver a la ventana de comparación de dos PCI.

Si desea salir del programa debe oprimir el botón **X** ubicado en el extremo superior derecho de la ventana y posteriormente guardar los datos dándole clic en la opción **Si** como se muestra en la siguiente imagen.

