

# Caracterización del modelo termodinámico Otto y CIMA para la predicción de potencia torque y consumo de un motor de combustión interna S.I con el dinamómetro automotriz para evaluar la precisión de sus resultados.

P.M. Montúfar<sup>1</sup>, R. D. Ayala<sup>2</sup>, I. C. Torres<sup>3</sup> Celin Padilla<sup>4</sup>

Escuela Superior Politécnica de Chimborazo  
Panamericana Sur km 1 ½, Riobamba – Ecuador

paul.montufar@esPOCH.edu.ec<sup>1</sup>

ayalla\_sa@hotmail.com<sup>2</sup>

ivancho\_18@hotmail.com<sup>3</sup>

celin.padilla@esPOCH.edu.ec<sup>4</sup>

**Resumen-** Este trabajo se realizó basado en la necesidad de evaluar resultados que estiman dos modelos termodinámicos mediante la comparación con datos experimentales; el objetivo de este trabajo es analizar la eficacia que poseen estos modelos para predecir parámetros como; potencia, torque y consumo de combustible de un M.C.I. Para lo cual se utilizó un vehículo para realizar pruebas experimentales de los parámetros mencionados en un dinamómetro automotriz; además se ejecutaron pruebas de emisión de gases con el fin de obtener las proporciones de aire/combustible que se desarrollan en el motor. Se desarrollaron los cálculos con los modelos mencionados, para elaborar las respectivas comparaciones. Finalmente se obtuvieron resultados de correlatividad que indican que los modelos matemáticos poseen buena capacidad para predecir parámetros de desempeño mecánico, en relación a los obtenidos en las pruebas experimentales. Por lo tanto se concluye que no es necesario aplicar ningún factor de corrección en estos modelos.

**Palabras claves:** Proceso Adiabático, Modelo CIMA, Modelo Otto, Motor de combustión interna alternativo (MCIA), Consumo de combustible, Dinamómetro de chasis, Rendimiento volumétrico, Potencia en el motor, Torque en el motor, EES (Software).

## I. INTRODUCCIÓN

PARA medir el torque y potencia de un motor de combustión interna alternativo (MCIA), es necesario utilizar un dinamómetro chasis que miden la potencia en las ruedas motrices de un vehículo e indican la potencia disponible para propulsarlo en marcha [1].

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

Las actividades de modelado pueden aportar importantes contribuciones a la ingeniería del motor a diferentes niveles de generalidad o detalle, correspondientes a las diferentes etapas del desarrollo del modelo [2].

Los modelos termodinámicos teóricos en comparación con software de elementos finitos presentan la ventaja de reducir tiempo de cálculo, además de ahorro de dinero. La desventaja

mayor de estos modelos matemáticos frente a software como ANSYS CHEMKIN-PRO, GT-SUITE, etc., es su limitada capacidad de simular y predecir con mayor precisión el comportamiento de motores de combustión interna [3], [4].

En este trabajo se presenta la necesidad efectuar un análisis dos modelos matemáticos, Otto y CIMA respectivamente, para la predicción de potencia, torque y consumo de combustible de un motor de combustión interna de 2000cc 16v DOHC y evaluar la precisión de sus resultados.

Este análisis permitirá realizar una comparación entre los modelos mencionados y determinar su capacidad de predicción, mediante la aplicación de factores de corrección, en caso de ser necesario.

### A. Modelo Termodinámico Otto

Como se conoce, los motores de combustión interna a gasolina funcionan en base a un ciclo termodinámico denominado ciclo Otto, este ciclo se compone de dos procesos adiabáticos y dos procesos isométricos.

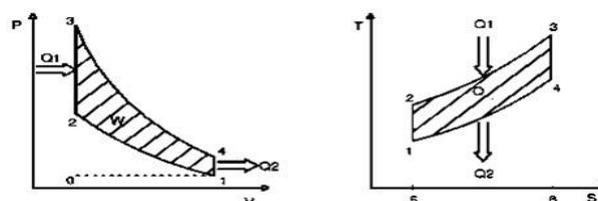


Fig. 1 Ciclo Otto en coordenadas P/V y T/S

A continuación se describe las fórmulas utilizadas en este modelo termodinámico para los estados y procesos del ciclo Otto.

Tabla I  
ECUACIONES DE ESTADOS Y PROCESOS

ESTADO	TEMPERATURA	PRESIÓN
1	$T_1 = T_{atm}$	$P_1 = P_{atm}$
2	$T_2 = T_1 * r_c^{(k-1)}$	$P_2 = P_1 * r_c^k$
3	$T_3 = T_2 * \Delta T$	$P_3 = P_2 * \frac{T_3}{T_2}$
4	$T_4 = T_3 * r_c^{(1-k)}$	$P_4 = P_3 * r_c^{-k}$

**B. Modelo Termodinámico CIMA.**

Este modelo termodinámico fue desarrollado por el Centro de Investigación en Mecatrónica Automotriz CIMA, por el *Dr. José Ignacio Huertas Cardozo* [4]; este modelo toma en cuenta la *Segunda Ley de la termodinámica*, la cual nos indica que solo cierta cantidad de sustancia se puede convertir en trabajo, restringiendo lo que nos dice la primera ley [5].

$$\Delta S = \oint \frac{dQ}{T} + dS \quad (1)$$

El modelo CIMA parte del estado 2 para determinar las propiedades del estado 3, por medio de un proceso de combustión adiabático a volumen constante, para esto se hace uso de ecuaciones de conservación de energía y la segunda ley de la termodinámica. Por medio de la ecuación de equilibrio químico nos permitirá posteriormente determinar la  $T_3$  en el estado 3 usando GASEQ el cual es un programa de equilibrio químico [4].

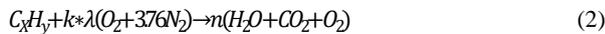


Tabla II  
ECUACIONES DE ESTADOS Y PROCESOS

ESTADO	TEMPERATURA	PRESIÓN
1	$T_1 = T_{atm}$	$P_1 = P_{atm}$
2	$\eta_{2nd} = \frac{u_2 - u_1}{u_2 - u_1}$ $u_2 = u('Air'; T = T_2)$	$P_2 * V_{e2} = 0,287 * T_2$
3	Obtenido del GASEQ por medio del factor lambda	$P_3 = P_2 * \frac{T_3}{T_2}$
4	$\eta_{2nd} = \frac{u_4 - u_3}{u_4 - u_3}$ $u_4 = u('Air'; T = T_4)$	$P_4 * V_{e4} = 0,287 * T_4$

**C. Vehículo de Pruebas.**

En la Tabla III se muestra las especificaciones técnicas del vehículo que será sometido a ensayos de potencia, torque y consumo de combustible.

Tabla III  
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL VEHÍCULO DE PRUEBA

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

**D. Instrumentación.**

1) *Pruebas Dinamométricas:* La instrumentación de pruebas se la efectuó con un dinamómetro MAHA LPS 3000 LKW de CCICEV, calibrado y certificado por la misma empresa de su procedencia. Este banco dinamométrico cuenta con un juego de rodillos autoportante y puede llegar a medir una potencia de rueda máxima de 660 kW, su sistema de medición es electrónico con dos frenos eléctricos de corrientes parasitas de 150 kW. Su fabricante especifica que la precisión de medición es de +/- 2% [6].



Fig. 2 Banco de prueba de potencia con rodillos LPS 3000 R200 2

Para este tipo de pruebas dinamométricas se la realizo bajo la norma ISO 1585, la cual nos especifica el procedimiento que se debe tomar para realizar los mencionados ensayos, esta norma se aplica para solo motores de combustión interna alternativos aspirados naturalmente o cargados a presión utilizados en automóviles livianos y pesados.

2) *Pruebas de Emisiones:* Por otra parte se realizó pruebas de emisiones dinámicas, lo cual nos permite determinar los factores lambda a cargas bajas, medias y altas. Estas pruebas dinámicas se las realizo sobre el mismo banco dinamométrico bajo el protocolo ASM 5015, con esta norma se corre el vehículo a 24 km/h y se ajusta el dinamómetro para que el automotor alcance un 50% de su potencia máxima.

De esta forma se puede obtener mejores resultados, ya que se simula el movimiento del automóvil aplicándole una carga sobre este. El factor lambda nos ayudara a determinar la relación aire/combustible con la está funcionando el vehículo y calcular la temperatura máxima del ciclo en el modelo CIMA.

3) *Resultados de pruebas Dinamométricas y Emisiones:* A continuación se muestran los valores obtenidos del dinamómetro con que se realizó las pruebas para potencia torque y consumo.

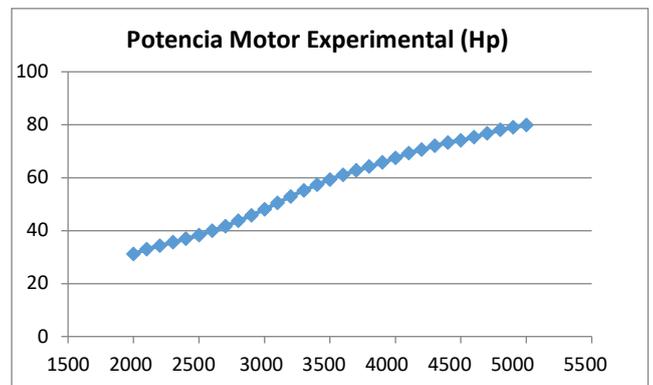


Fig. 3 Resultados de Potencia

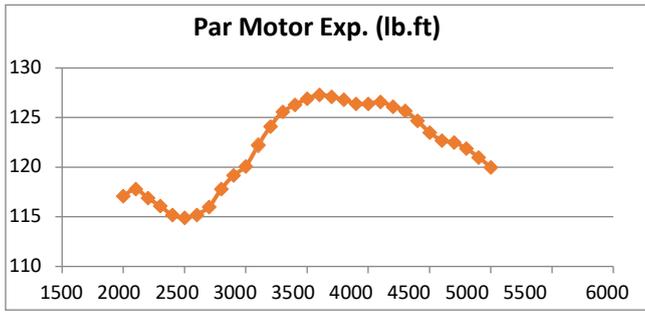


Fig. 4 Resultados de Par Motor

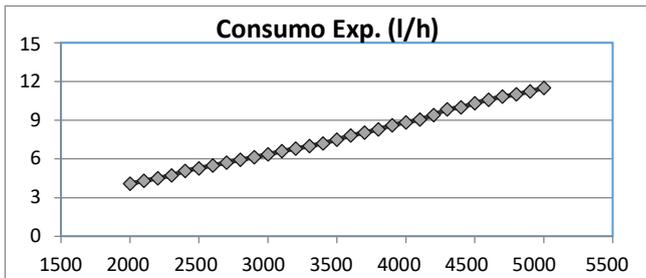


Fig. 5 Resultados de Consumo

Seguidamente se puede apreciar los valores obtenidos de los ensayos de emisiones dinámicas en ciclo ASM.

Tabla IV  
RESULTADOS DE EMISIONES

Carga	CO	CO2	HC	O2	NO	Lambda
RPM	[% vol]	[% vol]	[ppm vol]	[% vol]	[ppm vol]	[]
2000 - 2900	1,713	15	149	0,0703	62,247	<b>0,9517</b>
3000 - 3900	1,5344	15,085	135,96	0,055	66,25	<b>0,95627</b>
4000 - 6000	1,5428	15,1	130,18	0,05	76,6	<b>0,956</b>

## II. DESARROLLO

### A. Aplicación del Modelo Otto.

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

Para la resolución del conjunto de ecuaciones de cada modelo, se utilizó EES, el cual es un software que permite la relación entre ecuaciones y su solución. El cálculo tanto para el modelo Otto como para el CIMA empieza desde una velocidad angular de 2000 rpm, ya que a esta velocidad se sincroniza el banco dinamométrico, hasta 5000 rpm que es la velocidad máxima en la que se mantiene estable el modelo CIMA; todo esto es indispensable para una posterior comparación entre resultados.

Tabla V  
ESPECIFICACIÓN DE VALORES UTILIZADOS EN EL MODELO OTTO Y CIMA

Símbolo	Valor	Descripción
$V_{cil}$	1995 cc	Cilindrada total
R	286,9 N.m/kg·K	Constante Universal de los Gases

$n_r$	2	Numero de ciclos por revoluciones
$T_{atm}$	290,54 K	Temperatura del aire que ingresa al motor.
LHV	42000 kJ/kg	Poder calorífico del combustible.
$r_c$	10,5	Relación de compresión
$\eta_m$	0,8	Rendimiento mecánico
A/ $F_s$	14,7	Relación estequiometria
$P_{atm}$	74 kPa	Presión atmosférica de Quito
$V_c$	$2,1e-4 m^3$	Volumen de cámara

1) *Potencia:* A continuación en la Fig. 6 podemos apreciar la gráfica que describe la Potencia cada 100 rpm, observamos que la potencia es proporcional a la velocidad angular del motor, es decir, que a medida que aumenta la velocidad angular del motor, también aumenta la potencia, el mayor valor de potencia obtenido, en este rango de revoluciones por minuto, es de 126 Hp a 5000 rpm.

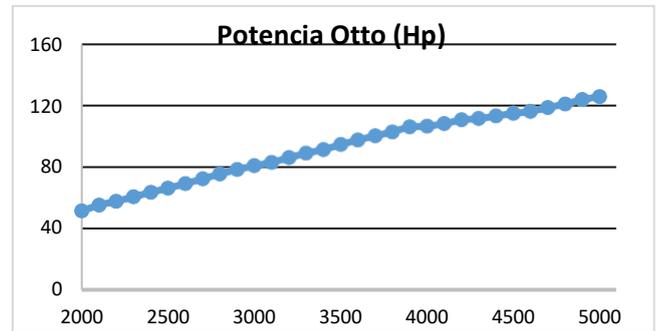


Fig. 6 Curva de Potencia

2) *Torque:* Los resultados de Torque gráficamente nos refleja una curva donde se puede apreciar su pico más alto cuyo valor es de 143,1 lb·ft a 3900 rpm, es decir, que el motor alcanzó su máximo torque a esas revoluciones por minuto, aumentando más la velocidad angular, el torque comienza a descender llegando a su valor mínimo de 132,3 lb·ft a las 5000 rpm.

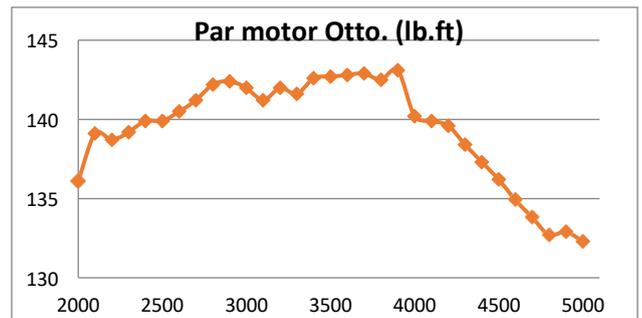


Fig. 7 Curva de Torque

3) *Consumo:* Para determinar el consumo de combustible se hizo uso de la masa de combustible, el tiempo que le toma completar un ciclo de trabajo y su densidad, obteniendo valores que nos indican la cantidad de combustible que consume el motor en análisis y el tiempo que tarda en consumirlo. En la siguiente grafica podemos observar que a 2000 rpm el motor consume 9,72 litros por hora y que a 5000 rpm se consumen 24,2 litros por hora, esto quiere decir que el consumo de combustible no decrece conforme se acelera el vehículo, los valores mencionados de consumo van de la mano con los de potencia ya que cada vez el motor lleva más

combustible al interior de los cilindros y esto reacciona con mayor rapidez otorgando mayor velocidad angular al motor.

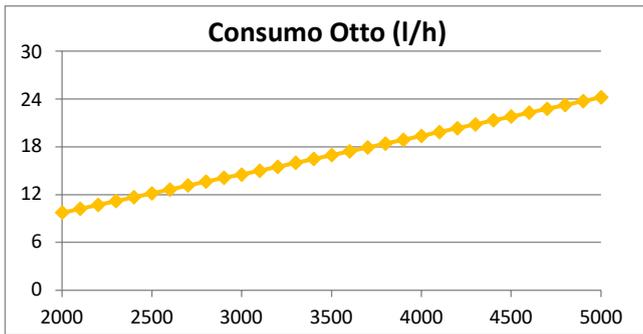


Fig. 8 Curva de Consumo

**B. Determinación de Rendimiento volumétrico.**

Para determinar el par motor o torque a diferentes velocidades en ambos modelos, es necesario conocer el rendimiento volumétrico. Para determinar este rendimiento se hizo uso de la Ec. 3, los valores de flujo másico real fueron medidos con un scanner automotriz accediendo a la información que emite el sensor MAF, se realizó varias mediciones de este parámetro en diferentes vehículos con similares características.

De estas mediciones se obtuvo un valor medio de flujo másico real para cada régimen, este valor medio fue dividido para el flujo másico ideal calculado en ambos modelos, obteniendo así el rendimiento volumétrico para régimen de giro. Aplicando una regresión polinómica logramos conseguir la ecuación que gobierna la curva que se muestra en la Fig. 9 y Fig. 10, estas ecuaciones nos permiten calcular el rendimiento volumétrico en función de la velocidad angular del motor para cada modelo termodinámico sin la necesidad de realizar nuevas mediciones en el sensor MAF.

De este modo podemos predecir el flujo másico real mediante la aplicación de la Ec. 3. El flujo másico ideal se lo calcula a partir de la masa de aire que utiliza el motor en cuestión y la velocidad angular.

$$\eta_v = \frac{\text{Flujo masico real}}{\text{Flujo masico ideal}} \quad (3)$$

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

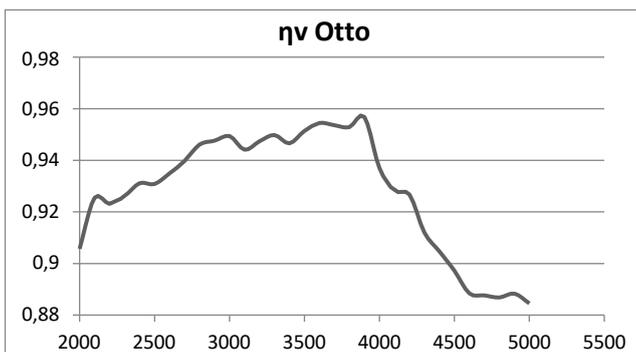


Fig. 9 Curva de rendimiento volumétrico

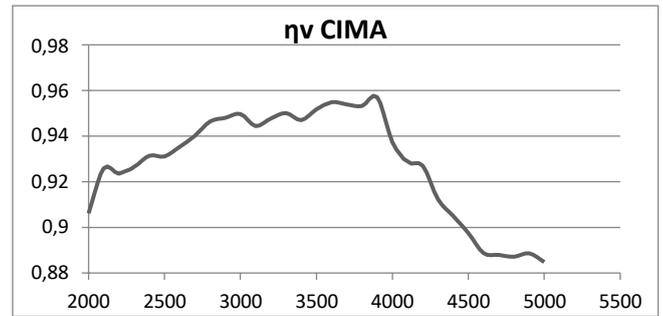


Fig. 10 Curva de rendimiento volumétrico

**C. Aplicación del Modelo CIMA**

4) **Potencia:** Las variables en el cálculo de estos datos son las revoluciones por minuto (rpm) el cual nos indicara la velocidad angular a la que gira el motor; factor lambda, para la estimación de este factor lambda se lo hizo mediante una prueba dinámica con el dinamómetro automotriz y el analizador de gases, para esta prueba el vehículo fue sometido a baja, media y alta carga obteniendo así factores de lambda de 0,9517; 0,9563 y 0,956 respectivamente para cada nivel de carga.

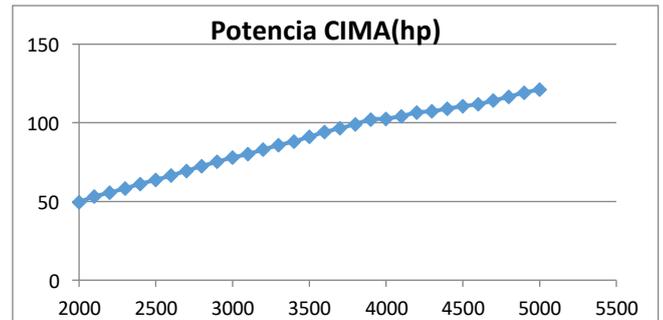


Fig. 11 Curva de Potencia

5) **Torque:** Esta magnitud es netamente dependiente de la fuerza con que la combustión desplaza al pistón hacia el PMI en el motor, una vez que se calculó la masa tanto de aire como de combustible gracias a los valores de lambda, sabemos con qué relación aire/combustible está trabajando nuestro motor, si mantenemos estos valores másicos en todo momento de la misma forma obtendremos un par motor constante en todo momento, para ello debemos hacer uso del rendimiento volumétrico el cual nos indica la capacidad de llenado de los cilindros.

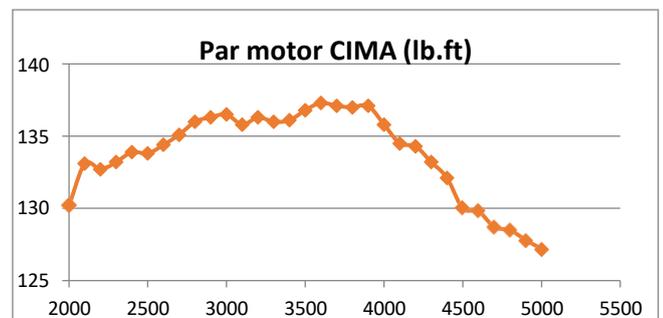


Fig. 12 Curva de Torque (modelo CIMA)

En la Fig. 12 podemos observar el comportamiento del motor a diferentes regímenes, sucede que el valor máximo de par motor o torque es de 137,3 lb-ft a 3600 rpm, esto indica que a esta velocidad es donde se consigue la máxima fuerza de

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

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

6) *Consumo:* Para calcular el consumo de combustible se utilizó la masa de combustible, el tiempo que toma completar un ciclo de trabajo y su densidad, obteniendo resultados con valores que nos muestran la cantidad de combustible que consume el motor en análisis en una hora. Al igual que en el modelo Otto, el consumo de combustible no decrece conforme acelera el vehículo. En la Fig.13. se puede observar los resultados CIMA de consumo.

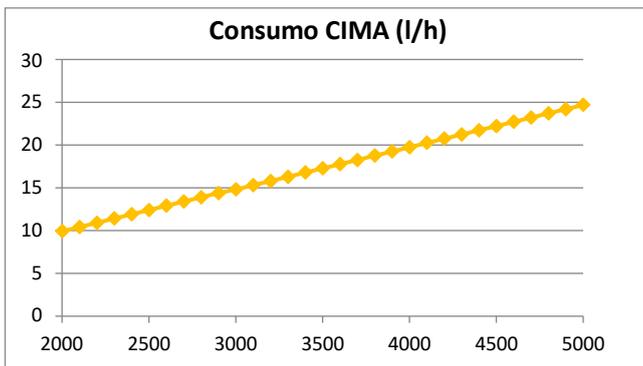


Fig. 13 Curva de Consumo (modelo CIMA)

**D. Análisis de los Modelos Otto y CIMA**

A continuación se puede observar en las Fig. 14 y 15 dos tablas con valores de las propiedades de los estados del ciclo Otto.

Estos valores corresponden a una velocidad angular del motor de 2000 rpm, un valor lambda de 0,9517 y  $\dot{m}_{airT} = 0,0264 \text{ kg/s}$ . La presión en el estado 1 es igual en ambos modelos, ya que, en este punto se utilizó como referencia la presión atmosférica de 72 kPa, de la ciudad donde se realizó las pruebas dinámométricas, en este estado la presión al interior del cilindro será igual a la presión atmosférica.

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

Fig. 14 Valores Modelo Ciclo Otto.

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

Fig. 15 Valores Modelo CIMA.

La presión en el Estado 2 del modelo Otto también es superior a la presión del modelo CIMA. En las ecuaciones del modelo Otto utiliza una constante adiabática  $k$ , ya que este tipo de modelo asume o trata que en el ciclo Otto no se pierda o cede calor con su entorno durante la transición de sus estados. De esta manera si la presión aumenta la temperatura también lo hace, así podemos observar que la temperatura en el Estado 2 del modelo Otto es mayor que la del modelo CIMA.

En el estado 3 cuando existe el salto de la chispa creado por la bujía, se produce un aumento de la presión y por tanto la temperatura también se incrementa. En este estado, haciendo una comparación, vemos que el modelo convencional siempre para cada régimen de velocidad sobre estima estos valores frente a los del modelo CIMA.

Entonces el método termodinámico CIMA utiliza o se vale de un programa de equilibrio químico para determinar la temperatura del Estado 3, y aproximarse a una temperatura más exacta en este estado, por otra parte, el modelo convencional al considerar que el ciclo no cede calor, su temperatura en el Estado 3 es más elevada, al concentrarse todo el calor aportado en producir trabajo en consecuencia las temperaturas serán muy elevadas.

Para comprender lo que está ocurriendo con estos valores de presión y temperatura, recordemos que el método convencional considera que el ciclo no pierde ni cede calor en el transcurso de los procesos adiabáticos. Para calcular la temperatura del Estado 3 se utiliza la siguiente ecuación:

$$Q_{23} = ma * C_v * \Delta T, \tag{4}$$

describiendo esta fórmula, nos indica que el calor que entregamos es equivalente al producto de la masa de aire, calor específico a volumen constante y la diferencia entre la T3 y la T2. Esto quiere decir, que tanto en la fase de compresión, inicio de combustión y el proceso de la expansión de la llama, el sistema no cede de calor alguno con su entorno.

El modelo CIMA considera muy importante la segunda ley de la termodinámica, y la interacción molecular de la mezcla aire-combustible en cada estado, debido a las presiones que sufre esta, es decir su energía interna, además de esto utiliza un rendimiento o eficiencia isotrópica que nos permite considerar la energía que no se puede recuperar después de la combustión; es decir, toma en cuenta energías que se pierden en la transición de los estados del ciclo.

Algo muy importante de mencionar es que, el modelo convencional, al no considerar estas energías entrópicas e internas, utiliza un rendimiento o eficiencia térmica que permite considerar que no todo el combustible empleado para el funcionamiento del motor es aprovechado para producir trabajo.

**III. RESULTADOS**

Después de haber obtenido con ambos modelos los valores calculados de los parámetros de desempeño que estamos tratando en este proyecto, vamos a realizar algunas comparaciones para observar y determinar si estos resultados ideales mantienen alguna relación con los datos obtenidos con el dinamómetro. Cabe recalcar que en los modelos termodinámicos se aplicó el rendimiento volumétrico, el cual fue calculado mediante los modelos, aun así de esta manera se espera que los resultados ideales sean mayores a los medidos ya que en ambos modelos no se puede incluir todos los

aspectos reales que influyen en el funcionamiento del motor de combustión interna.

Las siguientes comparaciones se realizan utilizando los resultados obtenidos de los modelos termodinámicos y los resultados medidos en el dinamómetro.

A. Comparación del Modelo Otto.

1) Potencia de motor - Modelo Otto

En la Fig. 16 se puede observar un alto coeficiente de determinación o correlación de 0.998 y P-value de 0.00 esto indica que se tiene un buen nexo entre los datos teóricos del modelo Otto con respecto a los datos medidos de forma experimental con el dinamómetro, es decir, esta correlacionadas de forma lineal.

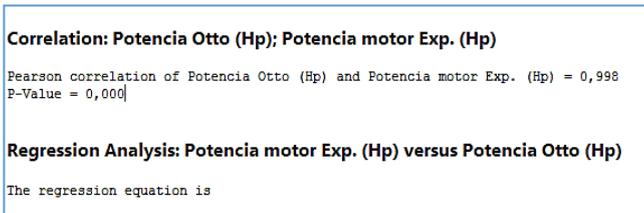


Fig. 16 Coeficiente de correlación Potencia Otto

La Fig. 17 nos muestra la gráfica de regresión lineal en la cual indica un R<sup>2</sup> de 99.5%; esto quiere decir que lo datos están muy próximos entre sí, siendo el modelo Otto muy eficiente para predecir la potencia de un motor S.I.

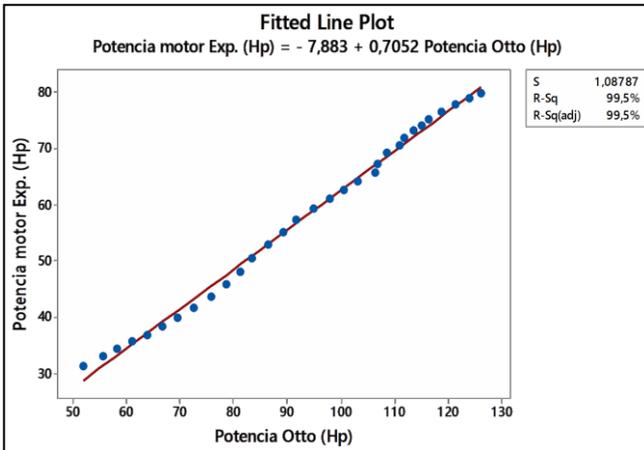


Fig. 17 Regresión lineal Potencia Otto

En la Fig. 18 se ha realizado un test de normalidad, interpretando esta gráfica, señala que nuestro modelo sigue una distribución normal, el valor de P-value es de 0.898, el cual es mayor a 0.05, es decir, que no tenemos evidencia estadística para negar o rechazar que en nuestro modelo hay normalidad.

2) Torque - Modelo Otto.

En este caso se analiza los datos de par motor o torque (ver Fig. 19), se puede observar un alto coeficiente de determinación, el cual es de 0.954 y superior a 0.75 para tener un buen ajuste lineal y P-value de 0.00, indicando que están relacionadas de forma lineal.

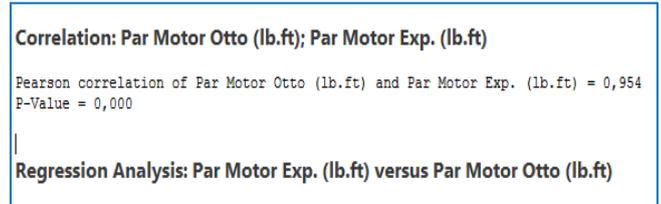


Fig. 19 Coeficiente de correlación Torque.

En la Fig. 20 podemos observar que ciertos valores se distancian de la recta, pero se mantienen próximos a ella, manteniendo así un valor de R<sup>2</sup> de 91% indicando que los valores de torque pertenecientes al modelo y torque experimental poseen relación entre sí, es decir, el modelo posee buena capacidad para predecir el torque en un motor S.I.

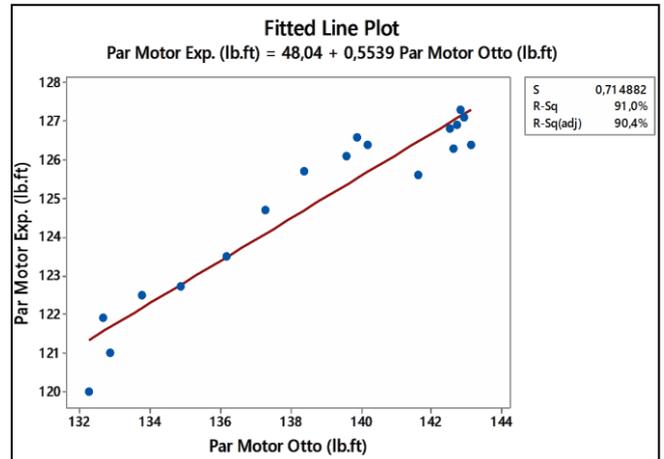


Fig. 20 Regresión lineal Torque Otto.

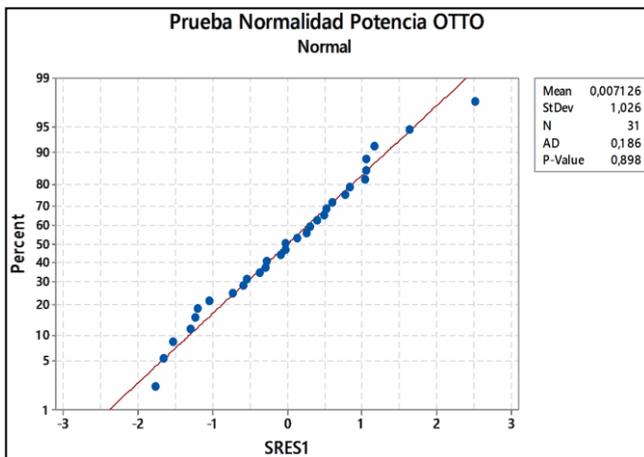


Fig. 18 Prueba de normalidad para Potencia Otto.

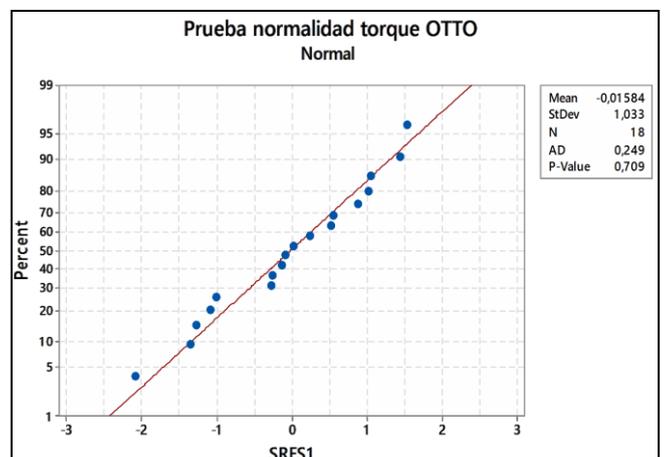


Fig. 21 Test de normalidad Torque Otto.

En la Fig. 21 se muestra la prueba de normalidad para el par motor, el valor de P-value es de 0.709; el cual mayor a 0.05, esto quiere decir que no tenemos evidencia estadística para rechazar; que en nuestro modelo hay normalidad, es decir si existe una distribución normal. Ya que si no lo existiera se podría decir que el modelo estimaría valores de torque diferentes a los medidos de forma experimental.

3) Torque - Modelo Otto.

En el caso del consumo de combustible (ver Fig. 22), se puede observar un coeficiente de determinación de 0.996, es decir, muestra que se conserva una relación estrecha entre las variables en análisis, este dato también nos indica que se tiene un buen ajuste lineal ya que se tiene un valor de P-value de 0.00.

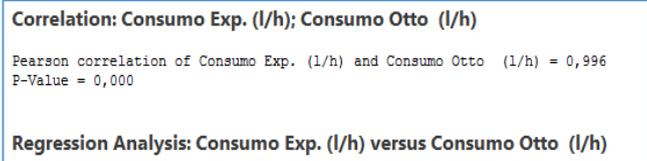


Fig. 22 Coeficiente Correlación Consumo Otto.

En la gráfica de la Fig. 23 se puede apreciar un valor de R<sup>2</sup> de 99.3% informando que este modelo puede explicar dicho porcentaje de la variabilidad de estos datos, es decir, existe muy poca variabilidad entre datos de las variables teóricas y experimentales.

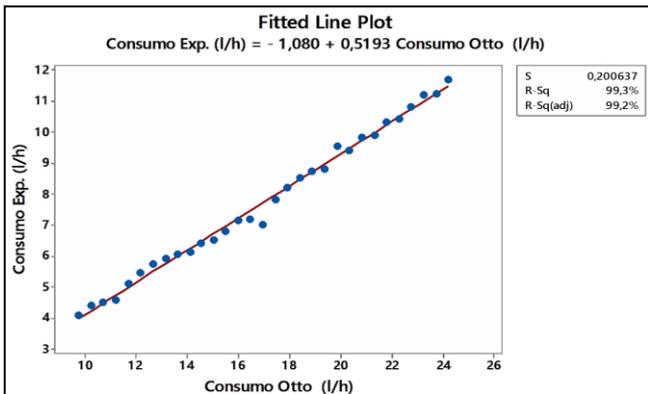


Fig. 23 Regresión lineal de consumo de combustible Otto.

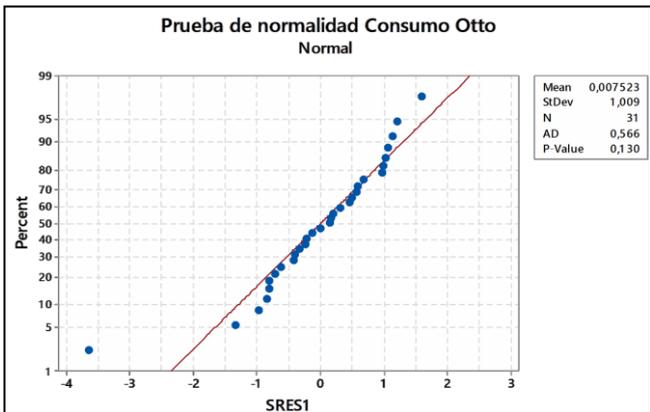


Fig. 24 Prueba de normalidad de consumo Otto.

En la Fig. 24 se puede apreciar el valor de P-value es de 0.709 de la gráfica de normalidad, el cual mayor a 0.05, esto quiere decir que nuestros datos siguen una distribución normal.

B. Comparación del Modelo CIMA.

1) Potencia de Motor - Modelo CIMA

En la siguiente grafica (ver Fig. 25), se compara los datos de potencia experimental versus datos de potencia teórica con el modelo CIMA, se puede observar un alto coeficiente de correlación de 0.998 y P-value de 0.00 esto nos indica que se tiene un aceptable relación entre los datos teóricos con respecto a los datos medidos experimental, es decir, el valor de cero en P-value nos está sugiriendo que nuestros datos de potencia están correlacionados de manera lineal.

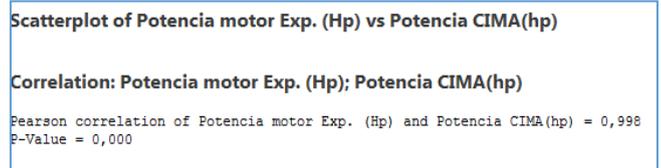


Fig. 25 Coeficiente de Correlación de Potencia CIMA

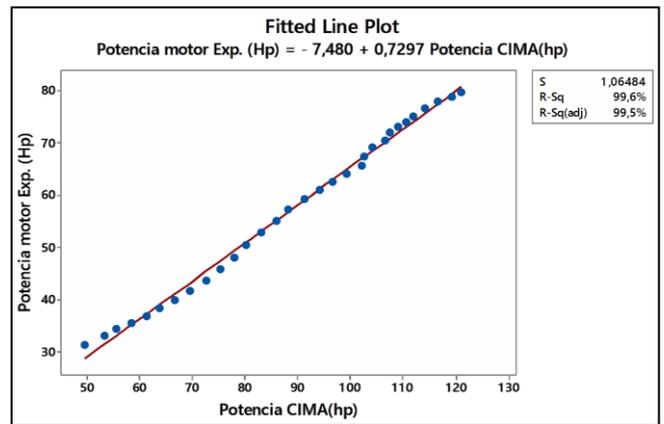


Fig. 26 Regresión lineal de Potencia CIMA.

En la gráfica anterior (Fig. 26) se establece una regresión lineal donde se puede observar que los datos siguen de forma ordenada la línea de regresión, no existen valores distantes de la recta, lo cual es bueno para nuestro análisis, porque podemos decir que nuestro modelo puede precisar o justificar el 99,6% de la variabilidad entre los datos, en otras palabras existe muy poca variabilidad.

En la gráfica de la Fig. 27 se muestra la elaboración de un test de normalidad, esta prueba nos indica que nuestro modelo sigue una distribución normal, dicho de otra manera existe muy poca variabilidad entre los datos comparados, ya que, el valor de P-value es de 0.899, es decir, que no tenemos evidencia estadística para negar que en nuestro modelo hay normalidad.

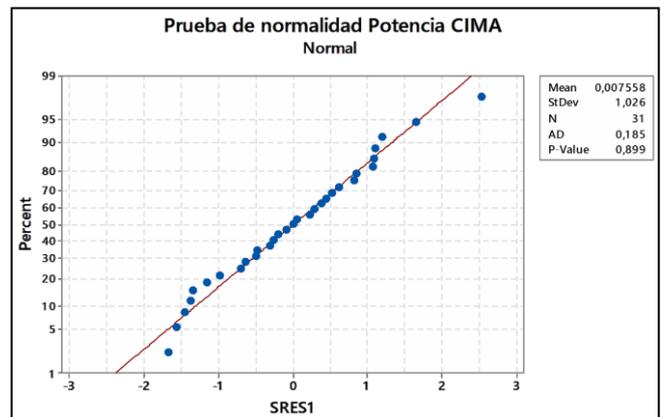


Fig. 27 Prueba de normalidad de Potencia CIMA.

2) Torque de Motor - Modelo CIMA

En este caso (ver Fig. 28), se puede observar un alto coeficiente de determinación de 0.964, este valor sugiere un buen ajuste lineal y P-value de 0.00, indicando que están relacionadas de forma lineal. Además cabe mencionar que el modelo CIMA obtiene un mejor coeficiente con respecto al modelo Otto, al parecer el modelo de estimación de rendimiento volumétrico se acoplo de forma excelente al sistema de ecuaciones de ambos modelos.

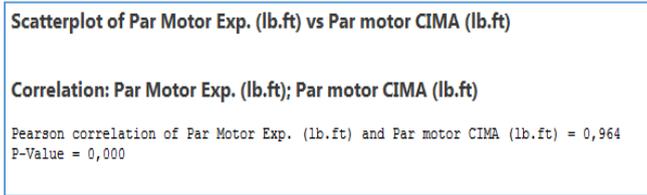


Fig. 28 Coeficiente de correlación de Potencia CIMA.

En la Fig. 29 podemos apreciar la realización de una gráfica de regresión lineal, se puede observar que algunos valores se distancian tan solo muy poco de la recta, pero esto no incide negativamente en la predicción de torque de motor, ya que, se alcanza un valor de  $R^2$  de 93% indicando que los valores de torque teórico y experimental poseen una muy buena relación entre sí, es decir, que si la variable experimental se ve afectada de la misma forma será afectada la variable teórica.

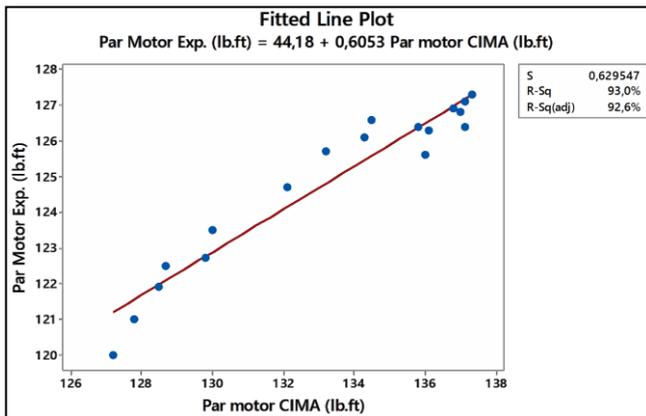


Fig. 29 Regresión lineal de Potencia CIMA.

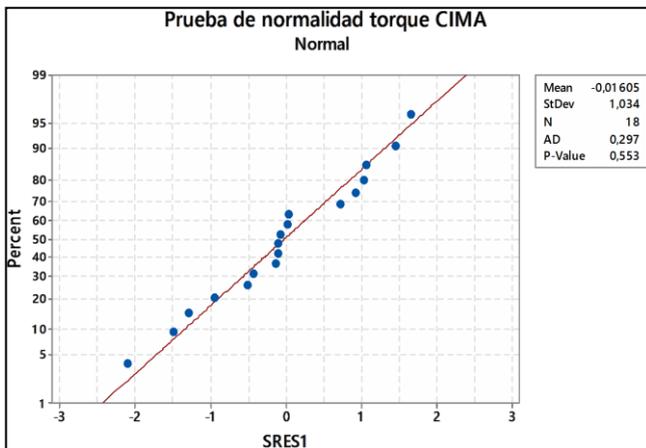


Fig. 30 Test de normalidad de Potencia CIMA.

En la gráfica anterior (ver Fig. 30), se consigue un valor de P-value de 0.553, lo cual nos manifiesta que nuestros datos sigue una distribución normal con poca variabilidad entre sí, a pesar de que se observa ciertos valores distantes a la línea.

3) Consumo de combustible - Modelo CIMA

En este caso (ver Fig. 31), se puede notar un coeficiente de correlación de 0.996, igual al coeficiente alcanzado por el modelo Otto, este dato no permite expresar que se mantiene una muy buena relación entre las variables en análisis, además no muestra que se tiene un buen ajuste lineal ya que se tiene un valor de P-value de 0.00.

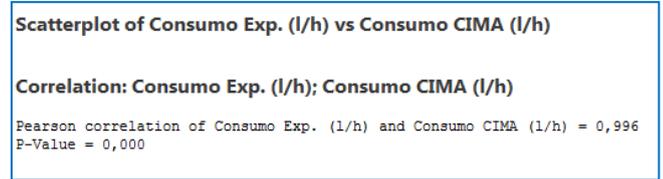


Fig. 31 Coeficiente de correlación Consumo CIMA.

En la gráfica de la Fig. 32 se puede apreciar un valor de  $R^2$  de 99.3%, esto sugiere que existe muy poca variabilidad entre datos. Los datos se ajustan de excelente forma a la recta, de manera que existe poca variabilidad entre los datos ingresados.

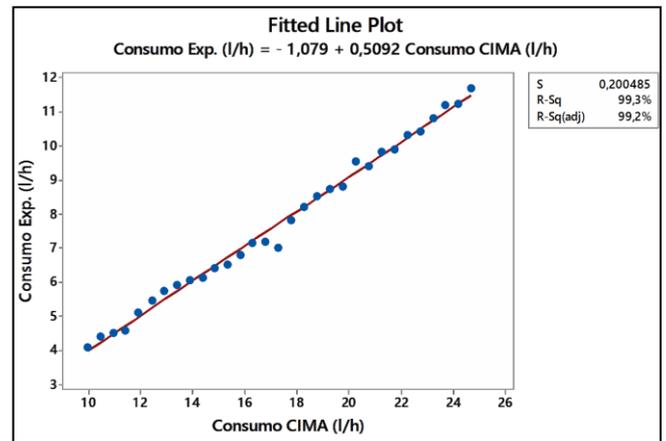


Fig. 32 Regresión lineal de Consumo CIMA.

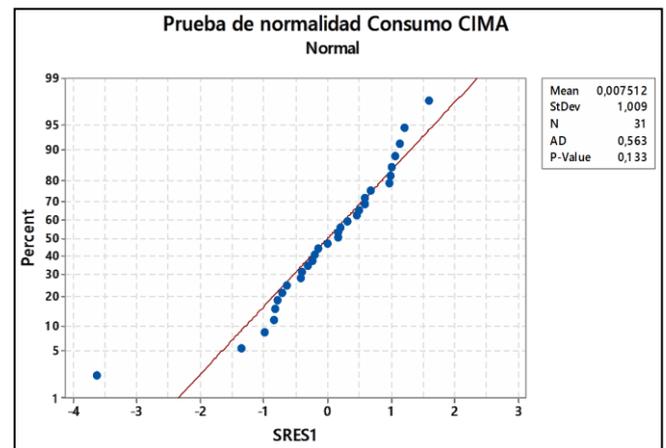


Fig. 33 Test de normalidad de Consumo CIMA.

Finalmente en la gráfica de la Fig. 33, se aprecia un valor de P-value de 0.133, lo cual, señala que los datos de consumo siguen una distribución normal, aunque de manera visual se puede observar dos datos distantes de la recta, en otras palabras existe poca variabilidad entre datos.

### C. Comparación de Temperaturas Máximas.

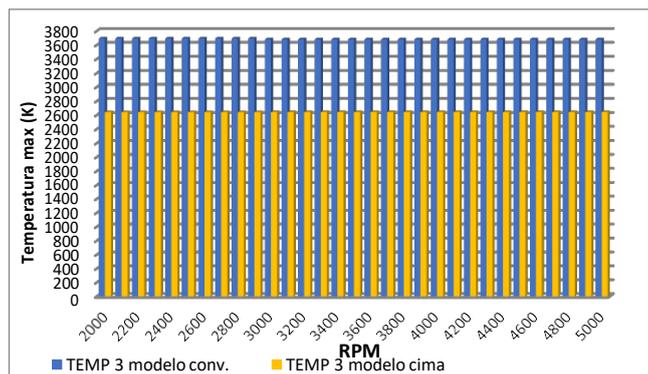


Fig. 34 Comparación de temperaturas máximas.

En la Fig. 34 se puede observar que las temperaturas máximas del modelo convencional son mayores a las temperaturas del modelo cima, el modelo cima utiliza el software GASEQ para calcular la temperatura máxima del ciclo y permite tener una temperatura aproximada a la real, ya que considera el factor lambda y el tipo de combustible que se está utilizando. Esto nos indica que el modelo convencional considera que en el ciclo los procesos se efectúan de forma adiabática, es decir que no pierde o cede calor con su entorno por ello todo esta energía entregada genera altas temperaturas en el proceso de expansión.

## IV. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### A. Conclusiones

Mediante el uso de los datos teóricos y experimentales, se validó los modelos matemáticos Convencional y CIMA, aplicando correlaciones en cada parámetro y para cada modelo, esto permitió determinar la relación existente entre estas variables.

Luego de haber realizado las respectivas comparaciones del modelo Otto y CIMA, se puede concluir que ambos modelos poseen una muy buena capacidad para la predicción de parámetros de desempeño mecánico, ya que en todos los casos se obtienen valores de coeficiente de correlación superiores a 0.75, indicando que las variables teóricas de los modelos y las variables experimental cuyo origen son de las pruebas dinamométricas, guardan excelente relación entre sí

En base a los resultados alcanzados se puede concluir que los modelos Otto y CIMA se acoplan de forma efectiva a las condiciones ambientales de donde se realizó este proyecto, ya que se utilizó la presión y temperatura atmosférica para la aplicación de ambos modelos.

De acuerdo a los resultados obtenidos, se puede deducir, que no es necesario aplicar factores de corrección en los modelos matemáticos mencionados; ya que, esto puede alterar la capacidad de predicción de los mismos.

### B. Recomendaciones

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

Realizar un análisis para la predicción de consumo de combustible en base a otros parámetros, ya que, en nuestro proyecto se utiliza la masa del combustible y el tiempo

necesario para completar un ciclo de trabajo. Los modelos analizados en este proyecto no poseen un método de estimación de consumo de combustible.

## V. RECONOCIMIENTOS

Los autores agradecen las contribuciones de Dr. J. I. Huertas Cardozo, Investigador Senior (IS) del Centro de Investigaciones en Mecatrónica Automotriz, por su trabajo en el desarrollo del Modelo CIMA, del cual nos hemos basado para realizar nuestro trabajo de investigación.

Por la tutoría del trabajo de investigación, los autores agradecen a P. A. Montufar Paz, Maestro en Ingeniería Automotriz y Docente de La Escuela de Ingeniería Automotriz de la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica De Chimborazo.

## REFERENCIAS

- [1] E. J. Kates y W. E. Luck, *Motores Diésel y de Gas de Alta Compresión*, 2da ed., Barcelona: Reverté, S. A., 1981.
- [2] J. B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, 1era ed., New York: McGraw-Hill, 1998.
- [3] Chou, C.-P., Wang, C., Puduppakkam, K. and Meeks, E., Accurate Reduction of Combustion Chemistry Mechanisms Using a Multi-zone Model, SAE Paper 2008-01-0844.
- [4] J. E. Oliveros M. "Validación de Modelo de Estimación de Desempeño en Motores de Combustión Interna," Tesis de Ingeniería, Instituto Tecnológico y de Estudios Superiores de Monterrey, Toluca, México, 2012.
- [5] V. M. Faires y C. M. Simmang, *Termodinámica*, 6ta ed., México, D. F.: Unión Tipográfica Editorial Hispano-Americana, S.A. de C.V., 1983.
- [6] MAHA. (2017,21 de febrero). Consola de Comunicaciones LPS. [Online]. Disponible en: <http://www.maha.es/consola-de-comunicaciones-lps-3000-consola-de-comunicaciones.htm>