

Modelo para obtener eficiencia y trabajo en un ciclo Otto

Francisco Ortega, José García y María González

F. Ortega, J. García y M. González

Instituto Tecnológico Superior de Irapuato, Docentes de la Coordinación de Ingeniería Electromecánica
Carretera Irapuato-Silao km 12.5, El Copal. C.P. 36821, Irapuato Guanajuato.

Instituto Tecnológico Superior de Irapuato, Carretera Irapuato-Silao km 12.5, El Copal. C.P. 36821, Irapuato
Guanajuato.

frortega@itesi.edu.mx

M. Ramos., V.Aguilera., (eds.) .Ciencias de la Ingeniería y Tecnología, Handbook -©ECORFAN- Valle de Santiago,
Guanajuato, 2014.

Abstract

This paper presents how two second-degree polynomial equations are obtained. One to determine the thermal efficiency and the other determines the net working on a spark-ignition engine that operates on the Otto cycle. A thermodynamic model of 22 equations is developed. This model is simulated in the software, Engineering Equation Solver (EES) by varying the air-fuel ratio in the engine compression ratio. The results obtained are subject to the least squares method to perform a multiple regression. Obtaining a polynomial equation with an R^2 of 0.995 which allows calculating the thermal efficiency and a polynomial equation with an R^2 of 0.998 with which the net working of the cycle is determined. The resulting equations can be applied to a compression ratio that is between 4 and 12, and air-fuel ratio between 10 and 20.

Nomenclatura

K_t	Eficiencia térmica o trabajo neto dependiendo del modelo resuelto determinado mediante las simulaciones numéricas	$T_{1...4}$	Temperatura del estado 1...4
m	Masa total de aire y combustible	$u_{1...4}$	Energía interna del estado 1...4
m_{aire}	Masa del aire	$v_{1...4}$	Volumen específico del estado 1...4
m_f	Masa del combustible	V_c	Volumen en el punto muerto superior
$P_{1...4}$	Presión en el estado 1...4	V_d	Volumen entre el punto muerto superior y el punto muerto inferior
q_{2-3}	Calor del proceso de 2 a 3	V_{pmi}	Volumen en el punto muerto inferior
q_{4-1}	Calor del proceso de 4 a 1	w_{1-2}	Trabajo del proceso de 1 a 2
q_c	Poder calorífico del combustible	w_{3-4}	Trabajo del proceso de 3 a 4
q_{entra}	Calor por unidad de masa que entra al sistema	w_{entra}	Trabajo por unidad de masa que entra al sistema
q_{sale}	Calor por unidad de masa que sale del sistema	w_{neto}	Trabajo neto del ciclo
\dot{q}	Tasa de calor	w_{sale}	Trabajo por unidad de masa que sale del sistema
R^2	Coefficiente de regresión	\dot{w}	tasa de trabajo
R_a	Constante del aire	$\delta E/\delta t$	Cambio de la energía del sistema en función del tiempo
r	Relación de compresión	Δu	Cambio en la energía interna específica del sistema
r_{ac}	Relación aire-combustible	η_t	Eficiencia térmica del ciclo
$s_{1...4}$	Entropía específica del estado 1...4		

1 Introducción

El ciclo Otto es el ciclo ideal para las máquinas reciprocantes de encendido de chispa. En la mayoría de las máquinas de encendido por chispa el embolo ejecuta cuatro tiempos completos (dos ciclos mecánicos) dentro del cilindro, y el cigüeñal completa dos revoluciones por cada ciclo termodinámico. Estas máquinas reciben el nombre de máquinas de combustión interna de cuatro tiempos.

González, Rodríguez, García y Fernández (2010) analizan los resultados de investigaciones realizadas sobre el consumo de combustibles de motores de combustión interna de consumo diésel y gasolina y su variación en función de la masa y la potencia desarrollada. Se establecen correlaciones entre los índices y la influencia de las características de diseño mediante el programa STATGRAPHICS Plus 5.0, obteniendo ecuaciones de modelos ajustados. Los modelos elaborados permiten, para los automóviles que correspondan a las características de cada uno de los cuatro grupos, determinar los índices de consumo de combustible a velocidad óptima de régimen con solo contar con los valores de potencia del motor y su masa.

Por su parte Silgado y Ojeda (2012) mencionan que los ciclos de potencia son sistemas muy analizados mediante conceptos termodinámicos elementales, debido a que muchas máquinas basan su funcionamiento en ellos. Sin embargo, cuando el sistema se complica, no es posible obtener una expresión analítica que se pueda estudiar matemáticamente para obtener resultados, por lo cual es imprescindible el manejo de herramientas y técnicas de simulación. Así, la simulación de procesos es una herramienta imprescindible para el diseño y análisis de este tipo de ciclos termodinámicos, ya que permite resolver problemas de análisis, diseño y optimización. Por lo anterior, los autores analizan dos ciclos de potencia (Otto y Carnot) con la ayuda del software UniSim Desing R390[®], donde se establece las propiedades específicas de los sistemas, y se determinan las variaciones en parámetros como trabajo, calor y flujo másico sobre el desempeño del ciclo.

Mientras que Melo, Sánchez, Ferrer y Ferrer (2012) realizan un análisis del rendimiento de un motor de encendido por chispa al usar como combustible mezclas de etanol con gasolina en un 10%, 20% y 30%. Los parámetros analizados en cada experimento son el torque efectivo, la potencia efectiva, el consumo específico de combustible y las emisiones de monóxido de carbono. Los resultados obtenidos se analizan estadísticamente mediante una comparación de muestras múltiples en el software estadístico Statgraphics Centurion XV.II. El análisis es realizado con el objetivo de analizar las posibles diferencias entre los parámetros evaluados para cada combustible a una misma rpm. A partir de los resultados obtenidos se puede establecer satisfactoriamente dos porcentajes adecuados de la mezcla etanol-gasolina para ser utilizado en motores de encendido por chispa en las condiciones de Cuba y sin hacer modificaciones en el motor. Los autores concluyen que a medida que aumenta el por ciento de etanol en la mezcla con gasolina, el consumo de combustible aumenta para todos los puntos experimentales evaluados.

Malvar (2008) presenta la influencia de la razón de compresión, la razón de presiones, la relación de corte, la temperatura y eficiencia en un ciclo termodinámico dual. Los resultados obtenidos muestran que el trabajo y la eficiencia del ciclo dual es función de la alta temperatura del ciclo, la razón de compresión y la relación de corte. El estudio de las ecuaciones deducidas es capaz de predecir las condiciones de operación que permiten maximizar el trabajo neto e incrementar la eficiencia del ciclo estudiado. Los resultados presentados muestran que para valores fijos de T_1 y T_3 , el trabajo neto del ciclo dual disminuye con la relación de compresión del motor.

Mientras mayor sea la temperatura al final del calentamiento isobárico, mayor es el trabajo neto del ciclo estudiado. Para una relación de compresión dada, el rendimiento térmico del ciclo decrece rápidamente al aumentar la relación de cierre de admisión del motor.

Como es de esperarse, la eficiencia térmica se incrementa con la relación de compresión, para una relación de corte dada. Si el valor de la relación de compresión no varía, el rendimiento térmico se mantiene constante cuando se incrementa la relación de presiones del motor. En un ciclo dual altos valores de la relación de compresión y de la temperatura máxima del ciclo incrementan el rendimiento térmico y el trabajo neto.

Carranza y Romero (2009) presentan un estudio comparativo de algunas características y parámetros de desempeño de un motor de combustión interna operando con gasolina y con gas natural. Se implementa el software Stanjan[®] para la determinación de la composición de productos de combustión y el cálculo de las temperaturas de llama. Para el cálculo de otros parámetros de desempeño, como la presión media efectiva indicada, se lleva a cabo la simulación de un motor, mediante el software Engine Simulation Program[®]. Los autores concluyen que las emisiones CO₂ y CO generadas (en porcentaje volumétrico) por la operación de un motor con gas natural, son menores que en su operación con gasolina, bajo similares relaciones aire-combustible. El índice de emisión de contaminantes por unidad de masa de combustible para el CO₂ y CO, resulta favorable a la utilización de gas natural en comparación con la gasolina. El consumo específico de combustible es menor para la gasolina, por lo tanto, para motores que generen similar trabajo indicado, la generación global de contaminantes sería mayor para el GNV que para la gasolina. La presión media efectiva indicada para un motor operando con gas natural es menor que la presión media efectiva indicada del mismo motor operando con gasolina, lo que indica que ocurre una reducción de potencia cuando se emplea gas natural.

Espinoza y Lara (2009) realizan un estudio experimental donde se compara el desgaste ocurrido en un motor de 1.3 litros usando gasolina y gas natural vehicular (GNV) para las condiciones de velocidad variable y arranque-calentamiento. El desgaste se mide indirectamente mediante la cuantificación de las partículas metálicas contaminantes del lubricante, proveniente del desgaste de las piezas internas del motor. Las partículas de desgaste se miden con un espectrómetro de emisión. Las muestras de lubricantes se toman y analizan cada cinco horas de operación. El estudio se basa en el análisis de las concentraciones de hierro, plomo, cobre, aluminio y sílice. Los resultados evidencian que la velocidad de contaminación del aceite por partículas de desgaste de Fe, Pb, Cu y Al es mayor utilizando gasolina que GNV en porcentajes de 447%, 910%, 129% y 142% para velocidad variable y de 240%, 630%, 203% y 71% en condición de arranque y calentamiento. Los resultados muestran que el motor produce menor concentración de metales de desgaste en el lubricante cuando opera con GNV como combustible que cuando utiliza gasolina, igualmente, se observa que la condición de velocidad variable del motor produce mayor desgaste que la condición de arranque y calentamiento, lo cual evidencia que las condiciones de lubricación son críticas durante los procesos de aceleración que en el calentamiento, debido a la mayor viscosidad del lubricante durante la prueba de calentamiento con respecto a la de velocidad variable. Los resultados evidencian que la velocidad de contaminación del aceite por partículas de desgaste de Fe, Pb, Cu y Al es mayor utilizando gasolina que GNV en porcentajes de 447%, 910%, 129% y 142% para velocidad variable y de 240%, 630%, 203% y 71% en condición de arranque y calentamiento. El GNV, como combustible en motores duales, produce menor desgaste que la gasolina, garantizando mayor vida útil tanto al motor como al lubricante, independientemente de la condición de operación del equipo.

El objetivo del presente trabajo es obtener dos ecuaciones polinomiales de segundo grado que permitan determinar la eficiencia térmica y el trabajo neto producido en un motor de encendido por chispa, dichas ecuaciones están en función de la relación aire-combustible de la mezcla y la razón de compresión del motor. El modelo matemático utiliza como base para su elaboración el método de calores específicos variables para realizar la modelación termodinámica y el método de mínimos cuadrados para realizar el ajuste de los valores obtenidos a una curva y obtener dos ecuaciones que representen la eficiencia térmica y el trabajo neto

1.1 Metodo

El parámetro usado para cuantificar la cantidad de combustible y aire que existe en un proceso de combustión se conoce como relación aire-combustible y es definida por la Ecuación (1).

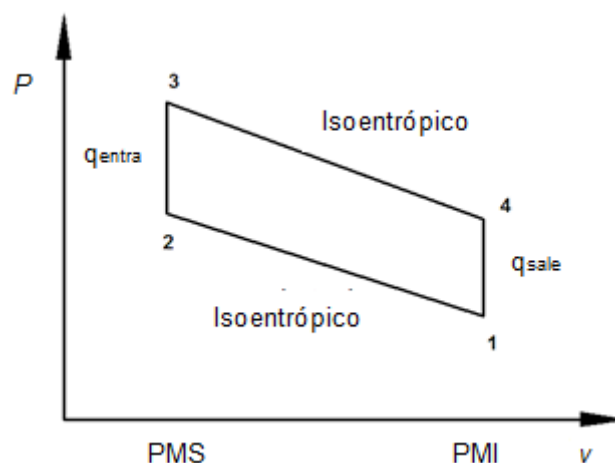
$$r_{ac} = \frac{m_{aire}}{m_f} \quad (1.1)$$

La cantidad mínima de aire suministrado que contenga el oxígeno necesario para la combustión completa de todo el carbono e hidrógeno presente en el combustible (gasolina) se llama aire teórico o estequiométrico.

Para la combustión completa con la cantidad teórica de aire los productos deben ser dióxido de carbono agua y nitrógeno. En los procesos de combustión reales es común utilizar más aire que la cantidad estequiométrica, con el fin de aumentar la posibilidad de combustión completa o para controlar la temperatura de la cámara de combustión.

El diagrama P-v para una máquina de encendido de chispa de cuatro tiempos que funciona bajo el ciclo Otto se presenta en la Figura 1.

Figura 1 Diagrama termodinámico del ciclo Otto



El caso de estudio a analizar consiste en un motor de combustión interna que trabaja bajo el ciclo Otto, utilizando gasolina como combustible, se considera, que el motor es de cuatro tiempos, de cuatro pistones y de 1.6 litros.

El aire entra a $P_1=101$ kPa y una temperatura $T_1 = 328$ K al comienzo del proceso de compresión. El motor usa gasolina con un poder calorífico 33,000 kJ/kg y la razón de aire combustible es r , se desea obtener una ecuación que permita analizar cómo afecta en la eficiencia térmica y en el trabajo neto producido la variación en la razón de compresión, el análisis termodinámico se realiza por el método de calores específicos variables.

A continuación se describe el modelo matemático para el caso de estudios presentado considerando la variación de los calores específicos. Partiendo de la primera ley de la termodinámica, la cual se presenta en la Ecuación y aplicándola a un cilindro del motor como volumen de control

$$\frac{\delta E}{\delta t} = q - w \quad (1.2)$$

Despreciando la energía cinética y potencial, la Ecuación se convierte en

$$(q_{entra} - q_{sale}) + (w_{entra} - w_{sale}) = \Delta u \quad (1.3)$$

Para los procesos de 2 a 3 y de 4 a 1 el trabajo es cero debido a que ocurren a volumen constante, por tanto, la transferencia de calor para estos dos procesos es:

$$q_{2-3} = u_3 - u_2 \quad (1.4)$$

$$q_{4-1} = u_4 - u_1 \quad (1.5)$$

Por otro lado, para los procesos de 1 a 2 y de 3 a 4 el calor del sistema se considera como cero, por tanto, el trabajo para estos dos procesos es:

$$w_{1-2} = u_1 - u_2 \quad (1.6)$$

$$w_{3-4} = u_3 - u_4 \quad (1.7)$$

La η_t para un ciclo Otto de aire estándar se calcula por la Ecuación, donde w_{neto} es dado por la Ecuación.

$$\eta_t = \frac{w_{neto}}{q_{2-3}} \quad (1.8)$$

$$w_{neto} = q_{2-3} - q_{4-1} \quad (1.9)$$

La relación de compresión (r) se calcula por la Ecuación siguiente

$$r = \frac{v_1}{v_2} \quad (1.10)$$

Los volúmenes específicos de los estados se relacionan por las Ecuaciones siguientes.

$$v_1 = v_4 \quad (1.11)$$

$$v_2 = v_3 \quad (1.12)$$

Las entropías específicas de los estados se relacionan por las Ecuaciones siguientes.

$$s_1 = s_2 \quad (1.13)$$

$$s_3 = s_4 \quad (1.14)$$

El calor del proceso de 2 a 3 se determina por la Ecuación siguiente.

$$q_{2-3} = m_f q_c \quad (1.15)$$

La masa del combustible se determina mediante la Ecuación siguiente.

$$r_{ac} = \frac{m - m_f}{m_f} \quad (1.16)$$

La masa total de aire y combustible se determina aplicando la Ecuación siguiente.

$$P_1 = \frac{m R_a T_1}{V_{pmi}} \quad (1.17)$$

Donde el volumen en el PMI se calcula por la Ecuación siguiente.

$$V_{pmi} = V_c + V_d \quad (1.18)$$

V_c es determinado por la Ecuación siguiente.

$$r = \frac{V_c + V_d}{V_c} \quad (1.19)$$

Finalmente las presiones P_2 , P_3 y P_4 se determinan respectivamente por las Ecuaciones siguientes.

$$P_2 \frac{v_2}{T_2} = P_1 \frac{v_1}{T_1} \quad (1.20)$$

$$P_3 \frac{v_3}{T_3} = P_2 \frac{v_2}{T_2} \quad (1.21)$$

$$P_4 \frac{v_4}{T_4} = P_3 \frac{v_3}{T_3} \quad (1.22)$$

Las ecuaciones (1) a (22) representan el modelo termodinámico que permite determinar la eficiencia térmica y el trabajo neto del ciclo.

Procedimiento para realizar la regresión múltiple

A los datos obtenidos con la ayuda de las simulaciones realizadas se les aplica el método de mínimos cuadrados para ajustar los datos a una ecuación polinomial de segundo grado. La ecuación polinomial propuesta se muestra en la Ecuación siguiente

$$K_T = b_0 + b_1 z_1 + b_2 z_2 + b_3 z_1^2 + b_4 z_2^2 + b_5 z_1 z_2 \quad (1.23)$$

Donde z_1 y z_2 están definidas por las Ecuaciones siguientes.

$$z_1 = r_{ac} \quad (1.24)$$

$$z_2 = r \quad (1.25)$$

En la Ecuación (23) los coeficientes $b_{0...5}$ se determinan aplicando el método de mínimos cuadrados, dicho método genera el sistema matricial que se presenta en la Ecuación (26).

$$\begin{bmatrix} n & \sum_{i=1}^n z_{1i} & \sum_{i=1}^n z_{2i} & \sum_{i=1}^n z_{1i}^2 & \sum_{i=1}^n z_{2i}^2 & \sum_{i=1}^n z_{1i} z_{2i} \\ \sum_{i=1}^n z_{1i} & \sum_{i=1}^n z_{1i}^2 & \sum_{i=1}^n z_{1i} z_{2i} & \sum_{i=1}^n z_{1i}^3 & \sum_{i=1}^n z_{1i} z_{2i}^2 & \sum_{i=1}^n z_{1i}^2 z_{2i} \\ \sum_{i=1}^n z_{2i} & \sum_{i=1}^n z_{1i} z_{2i} & \sum_{i=1}^n z_{2i}^2 & \sum_{i=1}^n z_{1i}^2 z_{2i} & \sum_{i=1}^n z_{1i}^3 & \sum_{i=1}^n z_{1i} z_{2i}^2 \\ \sum_{i=1}^n z_{1i}^2 & \sum_{i=1}^n z_{1i}^3 & \sum_{i=1}^n z_{1i}^2 z_{2i} & \sum_{i=1}^n z_{1i}^4 & \sum_{i=1}^n z_{1i}^2 z_{2i}^2 & \sum_{i=1}^n z_{1i}^3 z_{2i} \\ \sum_{i=1}^n z_{2i}^2 & \sum_{i=1}^n z_{1i} z_{2i}^2 & \sum_{i=1}^n z_{2i}^3 & \sum_{i=1}^n z_{1i}^2 z_{2i}^2 & \sum_{i=1}^n z_{2i}^4 & \sum_{i=1}^n z_{1i} z_{2i}^3 \\ \sum_{i=1}^n z_{1i} z_{2i} & \sum_{i=1}^n z_{1i}^2 z_{2i} & \sum_{i=1}^n z_{1i} z_{2i}^2 & \sum_{i=1}^n z_{1i}^3 z_{2i} & \sum_{i=1}^n z_{1i} z_{2i}^3 & \sum_{i=1}^n z_{1i}^2 z_{2i}^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} b_0 \\ b_1 \\ b_2 \\ b_3 \\ b_4 \\ b_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^n K_{ti} \\ \sum_{i=1}^n z_{1i} K_{ti} \\ \sum_{i=1}^n z_{2i} K_{ti} \\ \sum_{i=1}^n z_{1i}^2 K_{ti} \\ \sum_{i=1}^n z_{2i}^2 K_{ti} \\ \sum_{i=1}^n z_{1i} z_{2i} K_{ti} \end{bmatrix} \quad (1.26)$$

1.2 Resultados

Para analizar el caso de estudios presentado se realiza un programa en EES[®] (Engineering Equation Solver) para resolver el modelo matemático planteado.

Primeramente se analiza el efecto en la eficiencia térmica que produce la variación de la relación de compresión en el rango de 4 a 12, se realizan seis simulación variando la relación aire combustible que entra al motor, las simulaciones se realizan para los casos particulares en donde la relación aire combustible es de 10, 12, 14, 16, 18 y 20. Se realizaron 126 simulaciones en EES[®], 21 simulaciones para cada una de las siguientes relaciones de aire-combustible 10, 12, 14, 16, 18 y 20, los resultados se muestran en la Figura. En la Tabla 1 se muestran algunos valores con los cuales se construyó la gráfica de la Figura.

Figura 1.1 Variación de la eficiencia térmica en función de la relación de compresión para los casos donde la relación aire combustible es de 10, 12, 14, 16, 18 y 20

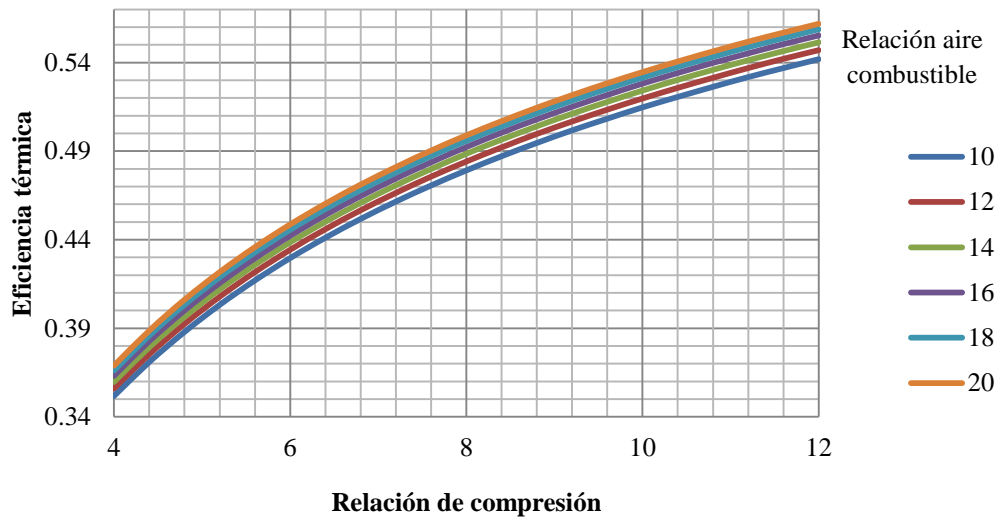


Tabla 1 Valores representativos de η_t obtenidos mediante las simulaciones en EES[®]

$r_{ac} = 10$		$r_{ac} = 12$		$r_{ac} = 14$		$r_{ac} = 16$		$r_{ac} = 18$		$r_{ac} = 20$	
r	η_t	r	η_t	r	η_t	r	η_t	r	η_t	r	η_t
4	0.35	4	0.36	4	0.36	4	0.36	4	0.37	4	0.37
5.2	0.40	5.2	0.41	5.2	0.41	5.2	0.42	5.2	0.42	5.2	0.42
6.4	0.44	6.4	0.45	6.4	0.45	6.4	0.45	6.4	0.46	6.4	0.46
7.6	0.47	7.6	0.48	7.6	0.48	7.6	0.48	7.6	0.49	7.6	0.49
8.8	0.49	8.8	0.50	8.8	0.50	8.8	0.51	8.8	0.51	8.8	0.51
10	0.51	10	0.52	10	0.52	10	0.53	10	0.53	10	0.53
11.2	0.53	11.2	0.54	11.2	0.54	11.2	0.55	11.2	0.55	11.2	0.55

En la Figura 2 se puede observar que conforme aumenta la relación aire combustible la eficiencia térmica aumenta, esto debido a que la cantidad de gasolina que entra al motor aumenta teniendo lo provoca que el motor aumente su potencia. Además se observa que conforme se incrementa la razón de compresión la eficiencia térmica para todos los casos aumenta.

A los 126 valores de η_t obtenidos con la ayuda de las simulaciones en realizadas en EES[®] se les aplica una regresión múltiple mediante el método de mínimos cuadrados, para realizar la regresión se propuso una ecuación polinomial de segundo grado tal y como se presenta en la Ecuación (23), para encontrar el valor de los coeficientes $b_{0...5}$, se resuelve el sistema matricial presentado en la Ecuación (26), obteniendo como resultado los siguientes valores.

$$b_0 = 0.141119 \quad b_1 = 0.003367 \quad b_2 = 0.054795 \quad b_3 = -0.000056 \quad b_4 = -0.002033 \quad b_5 = 0.000030$$

Al sustituir los valores de b en la Ecuación se obtiene

$$K_T = 0.141119 + 0.003367z_1 + 0.054795z_2 - 0.000056z_1^2 - 0.002033z_2^2 + 0.000030z_1z_2 \quad (1.27)$$

Sustituyendo las Ecuaciones se obtiene como resultado la Ecuación polinomial de segundo grado la cual permite calcular la eficiencia térmica del ciclo Otto en función de las relaciones r y r_{ac} . La Ecuación tiene un valor de $R^2 = 0.995$ por lo cual se ajusta fuertemente a los datos.

$$K_T = 0.141119 + 0.003367r_{ac} + 0.054795r - 0.000056r_{ac}^2 - 0.002033r^2 + 0.000030r_{ac}r \quad (1.28)$$

La Ecuación (28) puede ser aplicada para determinar la eficiencia térmica de un motor que funciona bajo el ciclo Otto que tiene como condicione iniciales una $P_1=101$ kPa y una $T_1 = 328$ K con mucha precisión.

A continuación se determina la ecuación polinomial de segundo grado que permite obtener el trabajo neto producido por el motor en función de la variación en la relación de compresión dentro del rango de 4 a 12, se realizan 6 simulación variando la relación aire combustible que entra al motor, las simulaciones se realizan para los casos particulares en donde la relación aire combustible es de 10, 12, 14, 16, 18 y 20. Se realizaron 126 simulaciones en EES[®], 21 simulaciones para cada una de las siguientes relaciones de aire-combustible 10, 12, 14, 16, 18 y 20, los resultados se muestran en la Figura 3. La Tabla 2 muestra algunos valores con los cuales se construyó la gráfica de la Figura 3.

Figura 1.2 Variacion del trabajo neto en funcion de la relación de compresión para los casos donde la relacion aire combustible es de 10, 12, 14, 16, 18 y 20

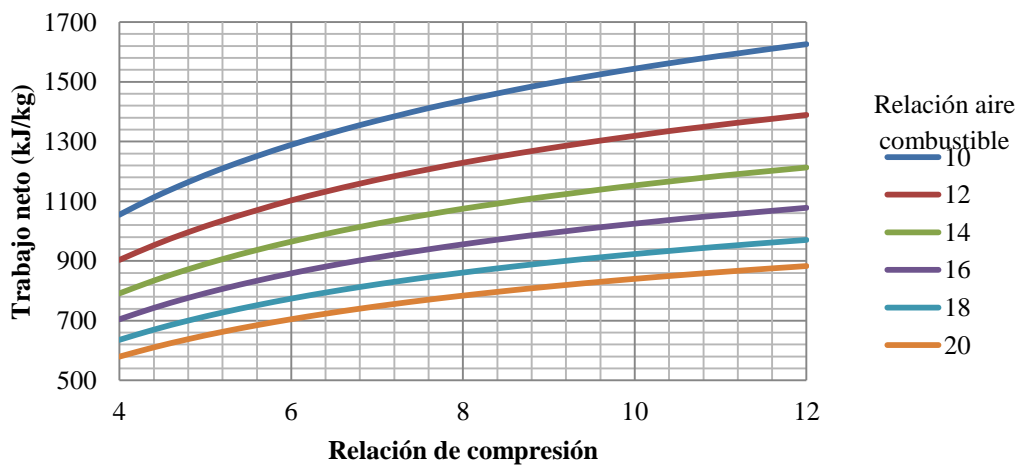


Tabla 1.1 Valores representativos de w_{neto} obtenidos mediante las simulaciones en EES

$r_{ac} = 10$		$r_{ac} = 12$		$r_{ac} = 14$		$r_{ac} = 16$		$r_{ac} = 18$		$r_{ac} = 20$	
r	w_{neto}	r	w_{neto}	r	w_{neto}	r	w_{neto}	r	w_{neto}	r	w_{neto}
4	1055	4	903.6	4	791.4	4	704.8	4	635.9	4	579.7
5.2	1210	5.2	1035	5.2	906.1	5.2	806.5	5.2	727.3	5.2	662.7
6.4	1323	6.4	1132	6.4	990.3	6.4	881.1	6.4	794.2	6.4	723.3
7.6	1412	7.6	1207	7.6	1056	7.6	939	7.6	846.1	7.6	770.4
8.8	1484	8.8	1268	8.8	1109	8.8	986	8.8	888.2	8.8	808.5
10	1544	10	1319	10	1153	10	1025	10	923.2	10	840.1
11.2	1595	11.2	1363	11.2	1191	11.2	1058	11.2	952.9	11.2	867

En la Figura se puede observar que conforme aumenta la relación aire combustible el trabajo neto producido es menor.

Además se observa que conforme aumenta la razón de compresión el trabajo neto para todos los casos aumenta.

A los 126 valores de η_t obtenidos con la ayuda de las simulaciones en realizadas en EES[®] se les aplica una regresión múltiple mediante el método de mínimos cuadrados, para realizar la regresión se propuso una ecuación polinomial de segundo grado tal y como se presenta en la Ecuación (23), para encontrar el valor de los coeficientes $b_{0...5}$, se resuelve el sistema matricial presentado en la Ecuación (26), obteniendo como resultado los siguientes valores.

$$b_0 = 1781.81 \quad b_1 = -154.79 \quad b_2 = 166.17 \quad b_3 = 3.90 \quad b_4 = -4.38 \quad b_5 = -3.12$$

Al sustituir los valores de b en la Ecuación (23) se obtiene

$$K_T = 1781.81 - 154.79z_1 + 166.17z_2 + 3.90z_1^2 - 4.38z_2^2 - 3.12z_1z_2 \quad (1.29)$$

Sustituyendo las Ecuaciones se obtiene como resultado la Ecuación polinomial de segundo grado la cual permite calcular la eficiencia térmica del ciclo Otto en función de las relaciones r y r_{ac} . La Ecuación tiene un valor de $R^2 = 0.998$ por lo cual se ajusta fuertemente a los datos.

$$K_T = 1781.81 - 154.79r_{ac} + 166.17r + 3.90r_{ac}^2 - 4.38r^2 - 3.12r_{ac}r \quad (1.30)$$

La Ecuación puede ser aplicada para determinar el trabajo neto producido en un motor que funciona bajo el ciclo Otto tiene como condicione iniciales una $P_1=101$ kPa y una $T_1 = 328$ K con mucha precisión.

1.3 Discusion

Las ecuaciones de segundo grado obtenidas para el análisis de la eficiencia térmica y el trabajo neto proporcionan valores muy precisos en el rango de valores analizados, estas ecuaciones al ser desarrolladas por el método de calores específicos constantes son más exactas que las optenidas por el método de calores específicos constantes ya que estas ultimas no consideran la variación de las propiedades termodinámicas en función de la temperatura.

Las ecuaciones obtenidas permiten analizar de forma fácil la eficiencia térmica y el trabajo neto de forma fácil ya que solo se tienen que sustituir en las ecuaciones los valores de r_{ac} y r en lugar de utilizar las 22 ecuaciones termodinámicas que constituyen el modelo termodinamico.

1.4 Conclusiones

Conforme aumenta la relación aire combustible la eficiencia térmica aumenta, esto debido a que la cantidad de gasolina que entra al motor aumenta teniendo lo provoca que el motor aumente su potencia. Además se observa que conforme se incrementa la razón de compresión la eficiencia térmica para todos los casos aumenta. Conforme aumenta la relación aire combustible el trabajo neto producido es menor.

Además se observa que al aumentar la razón de compresión el trabajo neto para todos los casos aumenta.

La Ecuación 1.28 es una ecuación polinomial de segundo grado que puede ser aplicada para determinar la eficiencia térmica de un motor que funciona bajo el ciclo Otto que tiene como condicione iniciales una $P_I=101$ kPa y una $T_I = 328$ K con mucha precisión ya que tiene una R^2 de 0.995 por lo cual se ajusta fuertemente a los datos obtenidos mediante las simulaciones numéricas realizadas

La Ecuación 1.30 es una ecuación polinomial de segundo grado que puede ser aplicada para determinar el trabajo neto producido en un motor que funciona bajo el ciclo Otto que tiene como condicione iniciales una $P_I=101$ kPa y una $T_I = 328$ K con mucha precisión ya que tiene una R^2 de 0.998 por lo cual se ajusta fuertemente a los datos obtenidos mediante las simulaciones numéricas realizadas

La Ecuación 1.28 permite determinar la eficiencia térmica y la Ecuación 1.30 determina el trabajo neto producido en un ciclo Otto de una forma fácil y sencilla ya que en lugar de resolver las 22 ecuaciones del modelo termodinámico (Ecuaciones 1 a la 22), produciendo resultados muy precisos.

Referencias

- R. González, Y. Rodríguez, Y. García y L. Fernández, (2010), Consumo de combustible de los motores de combustión interna, Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias, Universidad Agraria de La Habana, 19(1), 1-6.
- K. Silgado y K. Ojeda, (2012), Análisis termodinámico de ciclos de potencia, Ingeniator, Universidad de San Buenaventura, 2(4), 100-109.
- E. Melo, Y. Sánchez, Na. Ferrer y No. Ferrer, (2012), Evaluación de un motor de encendido por chispa trabajando con mezclas etanol-gasolina, Ingeniería Energética, Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría. Cujae, 33(2), 94 –102.
- M. Malaver, (2008), Análisis de las temperaturas, la eficiencia térmica y el trabajo neto en un ciclo dual, Educación Química, Universidad Nacional Autónoma de México, 19(2), 1-10.
- Y. Carranza y C. Romero, (2009), Estudio teórico comparativo de características termodinámicas del desempeño de un motor de combustión operando con gasolina y con gas natural, Scientia et Technica, Universidad Tecnológica de Pereira, 15(41), 99-104.
- H. Espinoza y Y. Lara, (2009), Estudio comparativo del desgaste en un motor de encendido por chispa usando gasolina y gas natural como combustible, Científica, ESIME-IPN, 13(1), 3-8.