

Modelado Termodinámico de un Motor de Encendido por Compresión

Sánchez Isaac¹, Medina Eduardo²

Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional Autónoma de México, Ciudad de México, México

¹c.isaac_@comunidad.unam.mx

²emhtf@unam.mx

Resumen

El presente artículo describe el modelado termodinámico de un motor de encendido por compresión: diésel. El modelo termodinámico se construyó acoplando una serie de modelos matemáticos propuestos por diversos autores para observar el comportamiento de la temperatura, presión y calor liberado en la cámara de combustión. Se empleó una doble función de Wiebe para describir la liberación de calor y el modelo de Woschni para la transferencia de calor. Se estimó la concentración en equilibrio de 10 especies mediante el desarrollo de un modelo empírico de dos zonas con el cual se determinaron las temperaturas de los gases quemados y no quemados. Se utilizó el mecanismo extendido de Zeldóvich para estimar la concentración de NO y la ecuación semi empírica de Hiroyasu para la formación de hollín. Se estudió la influencia de parámetros como el retardo de autoencendido, la duración, el porcentaje de calor y el retraso de la inyección sobre la presión, temperatura y la tasa de liberación de calor en la cámara de combustión. Para la solución del modelo se desarrolló un algoritmo en fortran 90 y los resultados se compararon favorablemente con algunos valores experimentales de la literatura consultada, estos concordaron adecuadamente con el comportamiento de un motor de este tipo.

Abstract

The present article describes the thermodynamic modeling of a compression ignition engine: Diesel. The thermodynamic model was built by coupling a set of mathematic models proposed by several authors to study the behavior of the temperature, pressure and the rate of heat release into the combustion chamber. A Wiebe's double function was employed to describe the rate of heat release and the Woschni's model for the convection heat transfer. It was calculated the temperature and the equilibrium concentration of 10 species of burned gases through the development of an empirical two zones model, one for burned gases and the other one for the not-burned mixture. Zeldovich's extended mechanism was used to estimate the concentration of NO and the Hiroyasu's semi empirical equation for the soot presence. The influence of parameters as the self-ignition delay, the duration and percentage of heat and the delay of the injection was studied on the pressure and the rate of heat release into the combustion chamber. An algorithm in fortran 90 was developed for the solution of the model and the results were favorably compared with some experimental values of the consulted literature, it properly agreed with the behavior of an engine of this type.

Palabras clave:

Motor Diésel, modelado termodinámico, tasa de liberación de calor, emisiones, retardo de autoencendido

Keywords:

Diesel engines, thermodynamic modeling, heat release rate, emissions, ignition delay

Tabla 1: Nomenclatura

Símbolo	Descripción	Unidades
A	Área de transferencia de calor	m^2
a	Longitud de la manivela	m
a_c	Coefficiente estequiométrico	-
B	Diámetro	m
C_m	Velocidad del pistón	m / s
EA	Energía aparente de activación del combustible	J/mol
h	Coefficiente de convección	W/Km^2
HRR	Tasa de liberación de calor	$J/Grado$
ID	Retardo de autoencendido	Grados
k	Índice politrópico	-
l	Longitud de la biela	M
LHV	Poder calorífico inferior del combustible	J/kg

m	Masa	kg
m_1	Masa de la zona 1	kg
m_2	Masa de la zona 2	kg
m_{aire}	Masa del aire	kg
m_{cyl}	Masa del cilindro	kg
m_{fuel}	Masa del combustible	kg
mp, md	Factores de forma de la curva de combustión	-
m_{soot}	Masa de hollín	kg
P	Presión	Pa
P_0	Presión ambiente	Pa
P_{cyl}	Presión del cilindro	Pa
P_{mot}	Presión del motor	Pa

P_{ref}	Presión de referencia	Pa
P_{soc}	Presión al final de la compresión	Pa
PMS, PMI	Punto muerto superior e inferior	-
Q_{in}	Calor de entrada	J
$Q_{in,total}$	Calor total de entrada	J
Q_d, Q_p	Calor liberado en la fases de difusión y pre mezcla	J
Q_{rad}	Calor por radiación	J
Q_{sal}	Calor de salida	J
R	Constante de los gases	kJ/kmol K
S_p	Velocidad del pistón	m/s
T_0	Temperatura ambiente	K
T_{cyl}	Temperatura del cilindro	K
T_{soc}	Temperatura al final de la compresión	K
T_w	Temperatura de la pared del cilindro	K
V	Volumen	m ³
V_0	Volumen inicial	m ³
V_1	Volumen de la zona 1	m ³
V_2	Volumen de la zona 2	m ³
V_c	Volumen muerto	m ³
V_{cyl}	Volumen del cilindro	m ³
V_d	Volumen desplazado	m ³
W	Velocidad angular	rad/s
WW	Velocidad del gas quemado	m/s
$\Delta\theta_d$	Duración de la fase de difusión	Grados
$\Delta\theta_p$	Duración de la fase de pre mezcla	Grados
θ	Angulo del cigüeñal, respecto al PMS = 0°	Grados
θ_d	Inicio de la fase de difusión	Grados
θ_p	Inicio de la fase de pre mezcla y difusión	Grados
τ_{id}	Retardo de autoencendido	Grados
ϕ	Relación de equivalencia	Grados

Introducción

El proceso de combustión es el aspecto más importante de un motor de combustión interna, por lo que su modelado es de gran relevancia al simular el comportamiento global de un motor diésel. Los modelos de la combustión se suelen clasificar de acuerdo a la representación espacial del proceso. Según Heywood [1], existen dos tipos de modelos para motores Diésel, los modelos fluido-dinámicos y los modelos termodinámicos, a su vez estos últimos pueden clasificarse como cero-dimensionales, fenomenológicos o cuasi-dimensionales.

García et al. [2], describen los modelos multidimensionales o CFD (Computational Fluid Dynamics) como modelos que tienen el potencial de simular individualmente cada uno de los fenómenos físicos y químicos que tienen lugar dentro del proceso de combustión. En estos modelos se resuelven numéricamente las ecuaciones diferenciales que describen los procesos físicos que ocurren dentro de la cámara de combustión. Este tipo de modelos pueden predecir cada uno de los

fenómenos que tienen lugar en el proceso inyección-combustión, tomando en cuenta tanto la geometría instantánea del cilindro como la variación espacial del campo de flujo.

Los modelos cero dimensionales se basan en la ley de conservación de la energía. Como principal característica asumen homogeneidad espacial de las variables implicadas en el proceso.

Los modelos cuasi-dimensionales o fenomenológicos son modelos que presentan un planteamiento cero-dimensional, pero incluyen aspectos geométricos del proceso o bien detalles espaciales adicionales de algunos de los fenómenos involucrados en la combustión como la atomización, evaporación o mezcla de combustibles, [3].

Modelo Termodinámico

Modelo matemático para la presión dentro de la cámara de combustión

La Ec. (1) describe la presión dentro de la cámara de combustión.

$$\frac{dp}{d\theta} = \frac{(k-1)}{V} \left(\frac{dQ_{in}}{d\theta} - \frac{dQ_{sal}}{d\theta} \right) - k \frac{p}{V} \frac{dV}{d\theta} + \frac{p}{(k-1)} \frac{dk}{d\theta} \quad (1)$$

Para la solución de esta ecuación se emplearon los siguientes modelos matemáticos:

Tasa de liberación de calor

El modelo de calor de entrada describe el curso temporal del calor liberado dentro de la cámara de combustión. Wiebe [4] proporcionó la Ec. (2) para el calor total liberado en la cámara de combustión.

$$\frac{dQ_{in}}{d\theta} = Q_{in,d} a (m+1) \left(\frac{\theta - \theta_p}{\Delta\theta_p} \right) \exp \left(-a \left(\frac{\theta - \theta_p}{\Delta\theta_p} \right)^{m+1} \right) \quad (2)$$

En motores que tienen una fase dominante de pre mezcla en la combustión, la reproducción del comportamiento de la tasa de calor de entrada con una sola función de Wiebe es muy imprecisa. Para disminuir esta imprecisión es necesario usar dos funciones de Wiebe, Ec. (3):

$$\begin{aligned} \frac{dQ_{in}}{d\theta} = & (Q_p) a \left(\frac{md+1}{\Delta\theta_p} \right) \left(\frac{\theta - \theta_p}{\Delta\theta_p} \right)^{mp} \exp \left(-a \left(\frac{\theta - \theta_p}{\Delta\theta_p} \right)^{mp+1} \right) \\ & + Q_d a \left(\frac{md+1}{\Delta\theta_d} \right) \left(\frac{\theta - \theta_d}{\Delta\theta_d} \right)^{md} \exp \left(-a \left(\frac{\theta - \theta_d}{\Delta\theta_d} \right)^{md+1} \right) \end{aligned} \quad (3)$$

Transferencia de calor

La transferencia de calor a través de las paredes de la cámara de combustión consiste en un componente debido a la convección y otro a la radiación:

$$\frac{dQ_{sal}}{d\theta} = \frac{dQ_{conv}}{d\theta} + \frac{dQ_{rad}}{d\theta} \quad (4)$$

Considerando los efectos por la radiación incluidos en el coeficiente de convección, se puede reescribir la Ec. (4) como la Ec. (5).

$$\frac{dQ_{sal}}{d\theta} = hA(\theta)(T_g - T_w)\left(\frac{1}{\omega}\right) \quad (5)$$

La Ec. (6) representa el coeficiente de convección dado por el modelo de Woschni:

$$h = 127.93B^{-0.2}P^{0.8}T_g^{-0.53}W_w^{0.8} \quad (6)$$

La Ec. (7) describe la velocidad del gas quemado:

$$ww(\theta) = C_1c_m + C_2 \frac{V_d T_0}{P_0 V_0} (p(\theta) - P_{mot}) \quad (7)$$

De acuerdo a Merker [5] los coeficientes C_1 y C_2 pueden tomar los siguientes valores para las etapas de intercambio de gases, compresión y expansión, así como para motores de inyección directa e indirecta:

$$C_1 = \begin{cases} 6.16 + 0.417 \frac{C_u}{C_m} & : \text{Intercambio de gases} \\ 2.28 + 0.308 \frac{C_u}{C_m} & : \text{Compresión/Expansión} \end{cases}$$

$$C_2 = \begin{cases} 6.22 \cdot 10^{-3} \left[\frac{m}{sK} \right] & : \text{Inyección Indirecta} \\ 3.24 \cdot 10^{-3} \left[\frac{m}{sK} \right] & : \text{Inyección Directa} \end{cases}$$

La Ec. (8) permite calcular la presión del motor como un proceso politrópico:

$$P_{mot} = P_{ref} \left(\frac{V_1}{V(\theta)} \right)^k \quad (8)$$

Retardo de autoencendido

Existen diversas expresiones para calcular el retardo de autoencendido, la Ec. (9) obtenida de [6] ha sido desarrollada especialmente para los motores de encendido por compresión.

$$\tau_{id} = (0.36 + 0.22S_p) \exp \left[EA \left(\frac{1}{RT} - \frac{1}{17190} \right) \left(\frac{21.2}{P-12.4} \right)^{0.63} \right] \quad (9)$$

Volumen

Del mecanismo biela-manivela, el cambio instantáneo del volumen del cilindro es solamente una función del diámetro del cilindro y del cambio en la posición vertical z , ver figura 1. La Ec. (10) describe el volumen del cilindro.

$$V = V_c + \frac{\pi B^2}{4} \left[\frac{a(1 - \cos \theta) + (l - \sqrt{(l^2 - a^2 \sin^2 \theta)})}{1} \right] \quad (10)$$

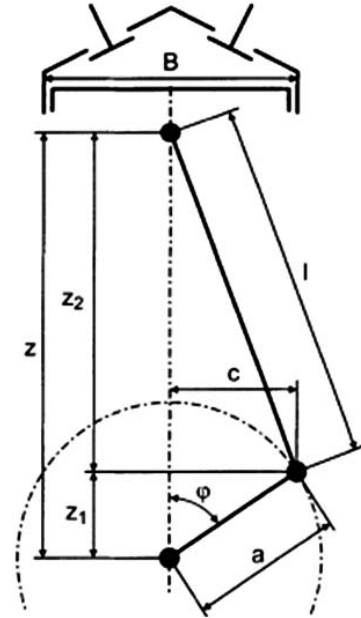


Fig. 1. Geometría del mecanismo biela – manivela

Modelo empírico de dos zonas

Heider [7] presentó un modelo simple que toma como base el modelo de primera zona en el cual asume que los gases del cilindro están divididos en dos zonas, como se ilustra en la figura 2.

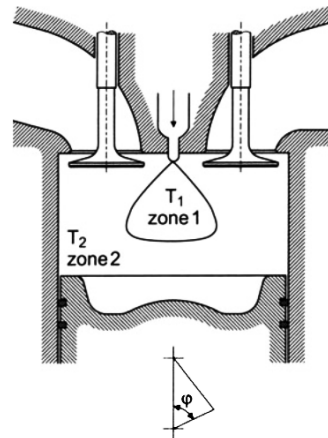


Fig. 2. Esquema del modelo de dos zonas dentro de la cámara de combustión

La zona 1, denominada zona de reacción, contiene los productos quemados a alta temperatura y la zona 2, contiene aire fresco con ciertos residuos del proceso anterior en el caso de la recirculación de gases de escape. Al igual que Heider, Al-Dawody [8] plantea un modelo de temperatura de dos zonas tomando como base la ecuación de gas ideal. El presente trabajo emplea los modelos de Heider y Al-Dawody para estimar principalmente las temperaturas de la zona quemada y no quemada.

Ecuaciones del modelo

Del balance de masa y energía entre las dos zonas y la cámara de combustión se obtienen las Ecs. (11) a (14).

$$m_1 + m_2 = m_{cyl} \quad (11)$$

$$V_1 + V_2 = V_{cyl} \quad (12)$$

$$P = P_1 = P_2 = P_{cyl} \quad (13)$$

$$m_1 T_1 + m_2 T_2 = m_{cyl} T_{cyl} \quad (14)$$

En la Ec. (14) se ha tomado en cuenta que los calores específicos son muy similares por lo que no se incluyen.

La masa m_1 involucra a la mezcla de aire y combustible y éstas se pueden relacionar fácilmente con la energía suministrada, la relación de equivalencia, y el poder calorífico del combustible (Ecs. 15-17):

$$m_1 = m_{aire} + m_{fuel} \quad (15)$$

$$m_1 = m_{fuel} \left[\frac{a_e}{\phi} + 1 \right] \quad (16)$$

$$m_1 = \frac{Q_{in}}{LHV} \left[\frac{a_e}{\phi} + 1 \right] \quad (17)$$

Con la Ec. (17) se puede calcular la masa de la zona quemada.

Una vez calculada la masa de gases quemados, la temperatura de la zona quemada se determina a partir de la Ec. (14) junto con la Ec. (11), resultando la Ec. (20):

$$m_1 T_1 = m_{cyl} T_{cyl} - m_2 T_2 \quad (18)$$

$$T_1 = \frac{m_{cyl} T_{cyl} - m_2 T_2}{m_1} \quad (19)$$

$$T_1 = \frac{m_{cyl} T_{cyl} - (m_{cyl} - m_1) T_2}{m_1} \quad (20)$$

La temperatura de los gases no quemados se calcula con la Ec. (21), considerando un proceso de compresión adiabático.

$$T_2 = T_{soc} \left(\frac{P}{P_{soc}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (21)$$

Los volúmenes de cada zona se determinan haciendo uso de las Ecs. (22) y (23) una vez conocidas las temperaturas T_1 y T_2 .

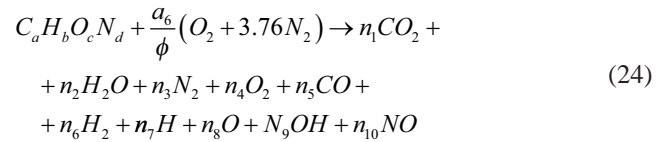
$$V_1 = \frac{m_1 R_1 T_1}{P} \quad (22)$$

$$V_2 = \frac{m_2 R_2 T_2}{P} \quad (23)$$

Modelo de concentración en equilibrio

Modelo de Olikara y Borman de 10 especies

Los productos de la combustión son evaluados asumiendo que están en equilibrio químico a una temperatura y presión dada. Este modelo se basa en el método de Olikara y Borman [9] que toma en cuenta a 10 productos de la combustión, de acuerdo a la Ec. (24):



Las Ecs. (25) a (28) se obtienen al realizar el balance atómico:

$$C : a = (y_1 + y_5) MT \quad (25)$$

$$H : b = (2y_2 + 2y_6 + y_7 + y_9) MT \quad (26)$$

$$O : c + \frac{2as}{\phi} = (2y_1 + y_2 + 2y_4 + y_5 + y_8 + y_9 + y_{10}) MT \quad (27)$$

$$N : d + \frac{(2)(3.76)as}{\phi} = (2y_3 + y_{10}) MT \quad (28)$$

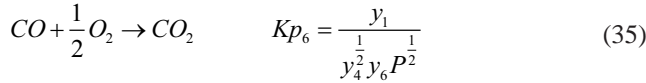
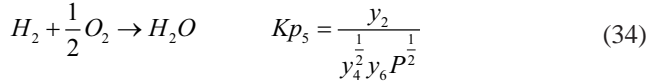
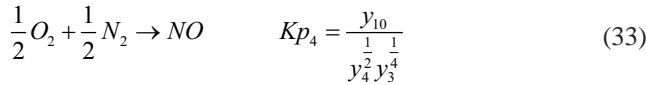
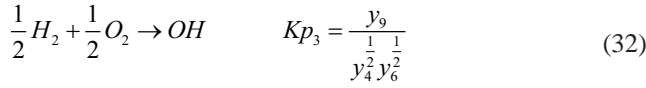
Donde Y es la fracción molar y MT es el número total de moles.

$$MT = n_1 + n_2 + n_3 + n_4 + n_5 + n_6 + n_7 + n_8 + n_9 + n_{10} \quad (29)$$

Para poder resolver el sistema de ecuaciones se necesitan seis ecuaciones más. Haciendo uso de las constantes de equilibrio, Ecs. (30) a (35), el sistema queda definido.

$$\frac{1}{2} H_2 \rightarrow H \quad Kp_1 = \frac{y_7 P^{\frac{1}{2}}}{y_6^{\frac{1}{2}}} \quad (30)$$

$$\frac{1}{2} O_2 \rightarrow O \quad Kp_2 = \frac{y_8 P^{\frac{1}{2}}}{y_4^{\frac{1}{2}}} \quad (31)$$



Kp son las constantes de equilibrio que se pueden calcular con la Ec. (36).

$$\log Kp_i = A \ln\left(\frac{T}{1000}\right) + \frac{B}{T} + C + DT + ET^2 \quad (36)$$

Las constantes A, B, C, D, y E se encuentran en la tabla 2 obtenida de [9].

Modelo de formación de partículas de hollín

Modelo empírico de Nishida y Hiroyasu para la formación de hollín

La formación de partículas de hollín en un proceso complejo. Por esta razón modelos empíricos simples son usados hasta hoy en día. Uno de ellos es el modelo de Nishida y Hiroyasu [10].

$$\frac{dm_{soot}}{dt} = A_f m_{fuel} P^{0.5} \exp\left[-\frac{E}{RuT}\right] \quad (37)$$

La tabla 3 muestra los valores de las constantes A_f y E propuestos por diversos autores [11].

Tabla 3: constantes A_f y E de acuerdo a varios autores

	Belardini	Pattenson	Hiroyasu
E/R	6295 K	6295 K	9622 K
A _f	100 1/s	150 1/s	

Formación térmica de NOx

Mecanismo extendido de Zeldóvich

El mecanismo térmico de formación de NO_x constituye siempre la principal parte de la cantidad total de NO_x, este mecanismo es formado por la reacción de nitrógeno con oxígeno de la atmosfera.

Gracias al calor de combustión se alcanzan elevados niveles de temperatura que causan que los enlaces de átomos de nitrógeno se rompan provocando una subsecuente oxidación del NO_x, esta fuerte dependencia con la temperatura del NO_x se debe al triple enlace que tiene con la molécula de N₂. El mecanismo térmico que describe la formación de NO_x recibe el nombre de mecanismo extendido de Zeldóvich y está dado por las reacciones de las Ecs. (38) a (40).



La tasa de formación de NO_x, Ec. (41), se obtiene combinando las Ecs. (38), (39) y (40) considerando que existe equilibrio térmico.

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{6 \times 10^{16}}{T^{\frac{1}{2}}} \exp\left(-\frac{69090}{T}\right) [O_2]^{\frac{1}{2}} [N_2] e \quad (41)$$

Resultados

Verificación experimental

La validación experimental del modelo se realizó solo para los perfiles de presión y temperatura con el uso de los datos experimentales proporcionados por Delgado et al. [12].

Las principales características del motor analizado se muestran en la tabla 4.

Tabla 4: Características del motor

Motor	ISUZU 4JA1
Tipo	Diésel Inyección Directa
Desplazamiento	2499 cm ³
Diámetro/Carrera	93 mm/92 mm
Relación de Compresión	18.4:1
Potencia Máxima	59kW(80hp) a 2300 rpm
Torque Máximo	170 Nm a 2300 rpm

Los datos experimentales se obtuvieron del motor ISUZU para tres puntos de operación, estas condiciones de funcionamiento se muestran en la tabla 5.

Tabla 5: puntos de operación

Parámetros	Simulación 1	Simulación 2	Simulación 3
Carga [N m]	20	40	60
Presión Entrada [kPa]	103	110	112
Temperatura Entrada [K]	321	325	328
Masa de Comb. Inyectada [mg]	2.02	2.81	3.54
Inicio de Inyección [Grados]	-23	-24	-25
Duración de la Inyección [Grados]	15	15	15

Análisis de resultados

La figura 3, muestra el comportamiento de la presión en función de la posición del pistón.

Se puede observar que la evolución de la presión dentro de la cámara de combustión, en términos generales se aproxima al comportamiento experimental, sin embargo se puede ver una ligera sobre estimación de la presión en la etapa de compresión, la cual puede ser atribuida a diversos factores,

entre ellos la recirculación de gases de escape, desajustes en el modelo de transferencia de calor y el efecto de la masa de gases filtrados (blow by) que genera sobrepresiones debido a que éstos se mezclan y comprimen el aire del cilindro. Se puede apreciar también la diferencia entre los valores simulados y la parte experimental es en la presión máxima, después de la fase de compresión, prácticamente la curva del modelo es la misma que la experimental. En comparación con los otros modelos se predice de mejor manera la fase de escape.

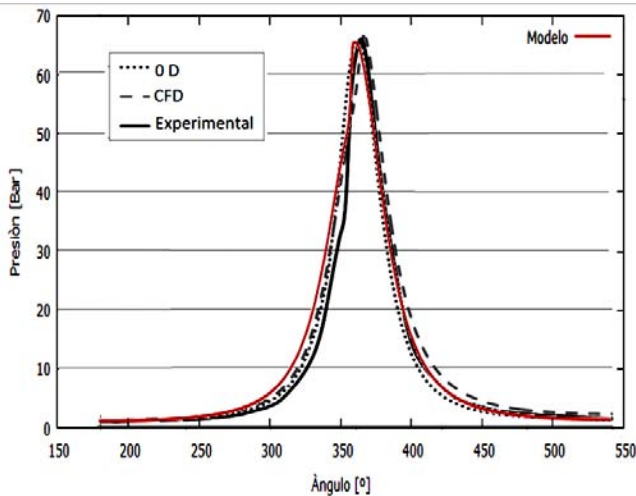


Fig. 3. Perfil de presión a 2000 rpm y 60 N m.

La figura 4 muestra la comparación de los perfiles de temperatura medidos, los obtenidos con este modelo y utilizando CFD.

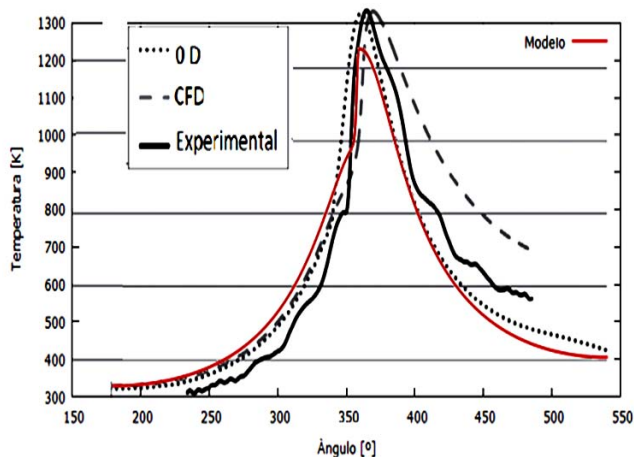


Fig. 4. Perfil de temperatura a 2000 rpm y 60 N m.

A diferencia de las curvas de presión, la temperatura muestra una mayor desviación respecto a la curva experimental y a los otros modelos, se observa una clara tendencia a sobreestimar la temperatura en la fase de compresión como consecuencia directa de la sobrestimación de la presión observada en la figura 3. La temperatura al final de la carrera de compresión y durante la etapa de expansión disminuye considerablemente, este hecho se puede deber principalmente al modelo que se empleó para describir la tasa de liberación de calor y al porcentaje de calor asignado en cada etapa.

Resultados del modelo de especies en equilibrio

Fraciones mol de los productos de la combustión

La figura 5 ilustra las fracciones mol de los productos de la combustión para una relación de equivalencia de 0.6. Como se puede observar, tanto el CO, el H como el NO empiezan a incrementar conforme la temperatura incrementa en cambio el H₂O, CO₂ y el O₂ disminuyen ligeramente debido a que estos productos empiezan a disociarse. La disociación es importante por arriba de los 2000 K, por debajo de ésta se presentan valores muy bajos de CO y H que pueden no ser tomados en consideración. Básicamente por debajo de esta temperatura los productos predominantes son el H₂O, CO₂, N₂ y en el caso de mezcla pobre el O₂.

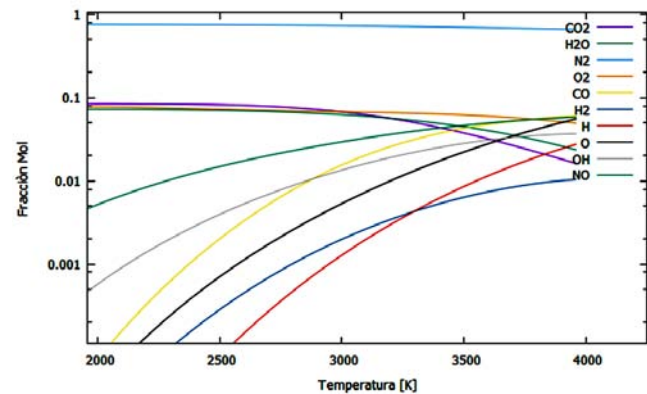


Fig. 5. Efecto del aumento de la temperatura en la composición para $\phi=0.6$.

La figura 6 muestra el cambio de la composición para una temperatura de salida de los productos de la combustión de 2500 K. De acuerdo a [13] se comprueba que para mezcla pobres la presencia de H, CO y H₂ es relativamente baja en motores de encendido por compresión, además dicha presencia incrementa para valores de $\phi > 1$. Finalmente la figura 7 presenta las fracciones mol para una temperatura de 3000 K.

Hollín

Formación de hollín

Tanto el NO como el hollín son los dos compuestos de mayor importancia en las emisiones de un motor de encendido por compresión, la formación del hollín depende principalmente de la cantidad de combustible disponible para ser quemado y de los niveles de temperatura así como otros fenómenos químicos de nucleación y oxidación. Algo de suma importancia observado en la figura 8 es que a diferencia del NO el hollín tiende a disminuir a altas temperaturas y no incrementa como lo hace el NO. Ver figura 9. Además la formación de hollín no se da tan rápidamente como el caso del NO y por lo tanto su formación tarda más en estabilizarse.

NO

Concentración de NO

En la figura 9 se puede observar que la presencia del NO aumenta conforme la temperatura lo hace y ésta disminuye

cuando la temperatura es relativamente baja. El rápido incremento del NO se debe a las altas temperaturas alcanzadas en la cámara de combustión. Los resultados obtenidos se acercan a lo efectuado por Wilhelmsson et al. [14].

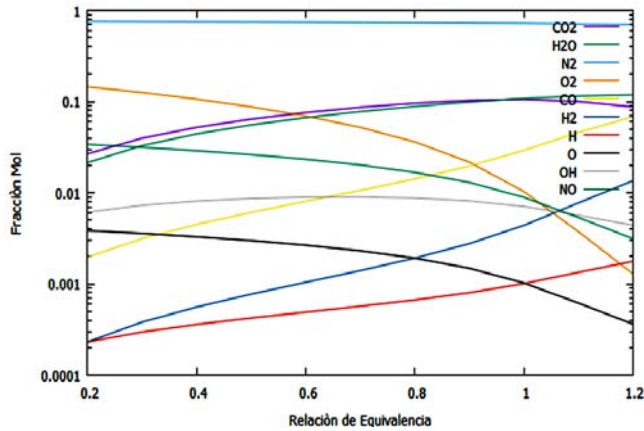


Fig. 6. Fracciones mol a T=2500 K.

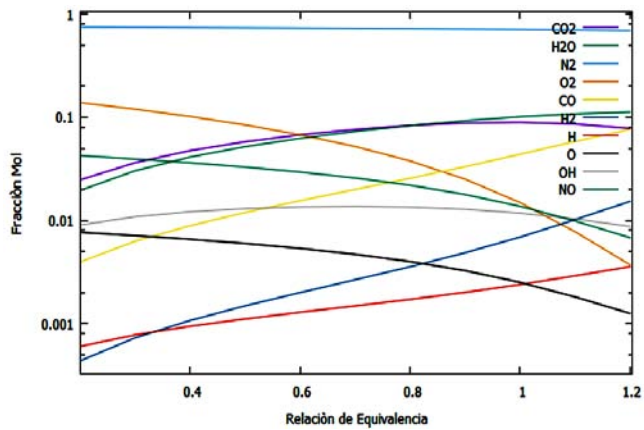


Fig. 7. Fracciones mol a T=3000 K.

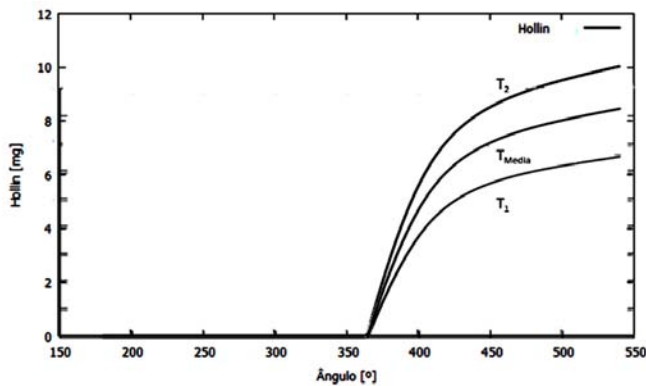


Fig. 8. Cambio de la concentración de hollín con la temperatura.

Análisis paramétrico

El análisis de resultados se realizó considerando los parámetros de la tabla 6.

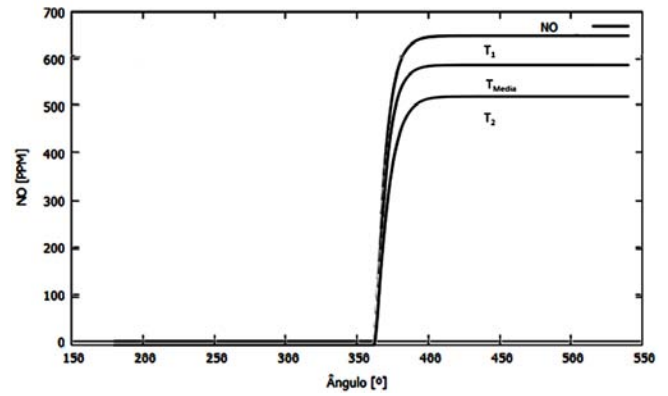


Fig. 9. Cambio con la temperatura en la concentración de NO.

Tabla 6: Parámetros

Combustible	C14.4H24.9
Poder Calorífico Inferior [kJ/kg]	44.3x10 ³
Número de Cetano	45
Peso Molecular [kg/kmol]	148.6
Relación de compresión	18:1
Diámetro x Carrera [m]	0.105 x .125
Longitud de la Biela [m]	0.1
Desplazamiento [m ³]	1.082 x 10 ⁻³
Volumen Muerto [m ³]	6.367 x 10 ⁻⁵
Velocidad [rpm]	2500
Relación de equivalencia	0.6
Relación estequiométrica	14.36:1
Rango de Inicio de inyección [Grados]	-12 a -8
Duración de combustión [Grados]	70
Duración de combustión de pre mezcla [Grados]	10
Presión de entrada [bar]	1
Temperatura de entrada [K]	300.0

Variación del inicio de inyección

La presión se ilustra en la figura 10. El punto de presión máxima tiende a acercarse al PMS y presentar un ligero incremento conforme el inicio de la inyección se aleja de este punto, esto se debe a diversos factores que involucran principalmente el número de Cetano del combustible y las revoluciones a las cuales gira el motor. El retrasar el inicio de la inyección puede favorecer si el combustible posee un número de Cetano no muy alto (45), debido a que el autoencendido tarda más, la mezcla tiene el suficiente tiempo para encenderse en un rango no mayor al PMS, punto en el cual teóricamente se debe dar la máxima presión. Al acercarse más el inicio de la inyección al PMS, la mezcla no puede encenderse antes del PMS y lo hace después alcanzando una menor presión.

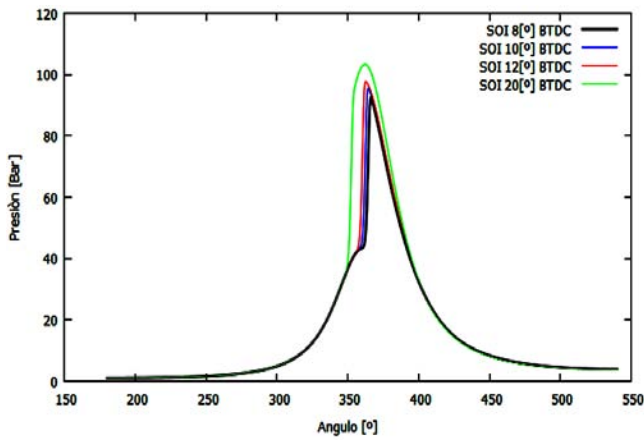


Fig. 10. Presión para distintos inicios de inyección.

El efecto de que el inicio de la combustión se dé mucho antes del PMS se refleja más claramente en la tasa de liberación de calor y en la transferencia de calor hacia el exterior, ver figura 11 y figura 12, respectivamente. Al iniciar la liberación de calor un porcentaje de esta energía cruza las paredes del cilindro sin aún haber finalizado la carrera de compresión más la etapa de expansión en la cual se da el mayor rechazo de calor, la cantidad de energía de salida aumenta considerablemente conforme el inicio de inyección se retrasa. Este fenómeno muestra la importancia de calcular precisamente el punto en el que se debe inyectar el combustible para que el autoencendido se localice lo más próximo al PMS.

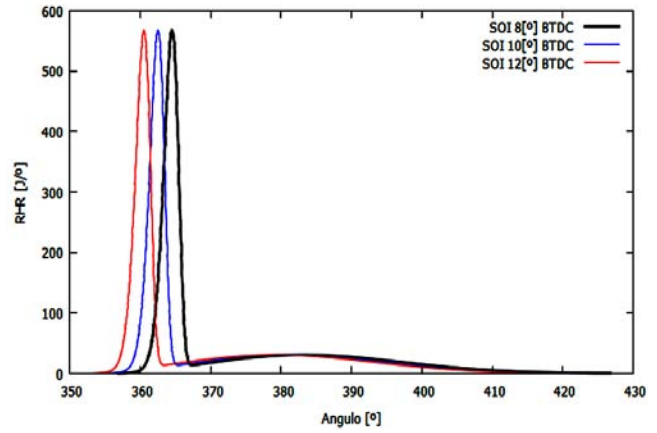


Fig. 12. RHR para distintos inicios de inyección.

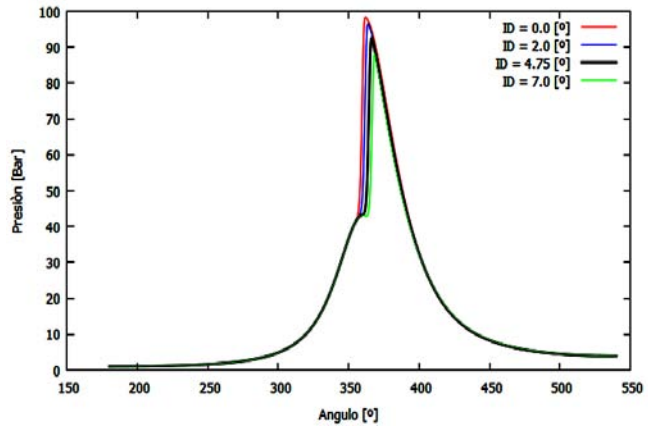


Fig. 13. Efecto del ID en el perfil de presión.

De la figura 14 se observa que el calor rechazado disminuye conforme aumenta el ID. Esto es por la simple razón de que al aumentar el retardo de autoencendido el inicio de la combustión y por tanto la liberación de calor tienden a darse después del PMS, por lo tanto no existe energía considerable que pueda ser rechazada antes de la etapa de expansión.

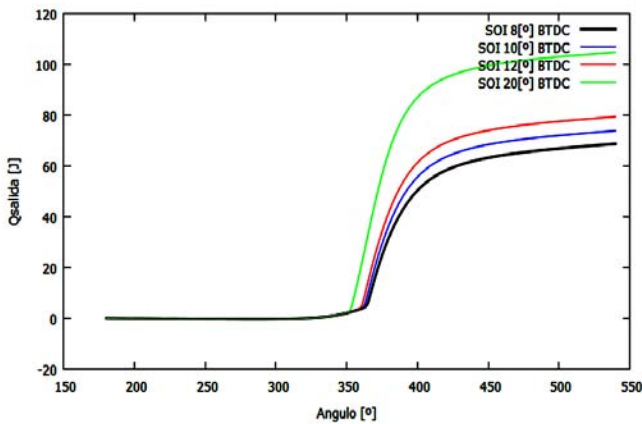


Fig. 11. Calor de salida para distintos inicios de inyección.

Variación del retardo de autoencendido (ID)

En la figura 13 se puede apreciar el efecto del retardo de autoencendido sobre la presión. En el caso hipotético de un ID=0, considerando un combustible con alto número de Cetano y un inicio de la inyección muy próximo al PMS, la combustión iniciaría prácticamente en el PMS alcanzando en ese punto la máxima presión y por lo tanto el mejor rendimiento. A medida que el ID aumenta la presión disminuye.

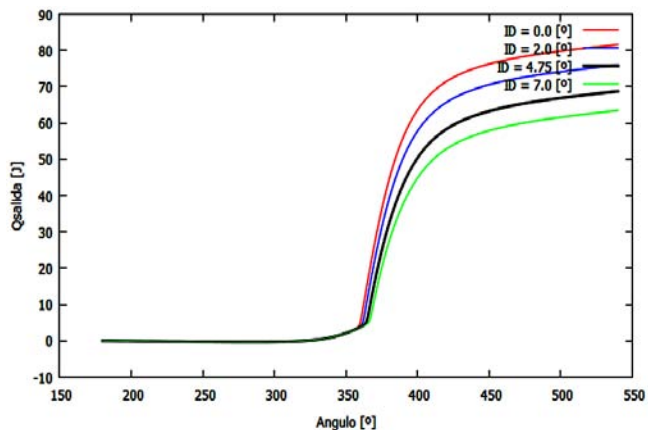


Fig. 14. Efecto del ID en calor rechazado.

Variación de la duración en la mezcla y difusión

La variación de la duración de la combustión por difusión se muestra en la figura 15.

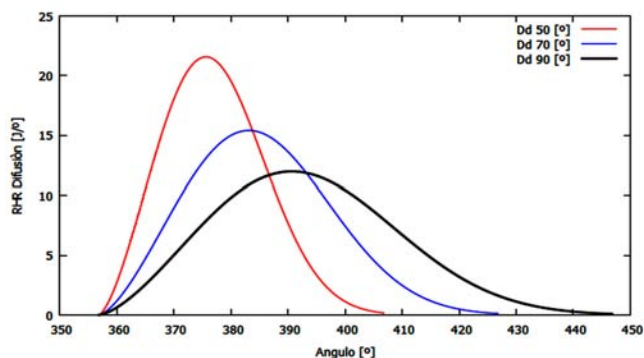


Fig. 15. Variación de la duración de la combustión por difusión.

La presión prácticamente no cambió ante la variación de la duración de la fase de difusión, esto sólo sucede cuando el motor trabaja a baja carga, conforme se incrementa la carga, la fase de combustión por difusión se incrementa.

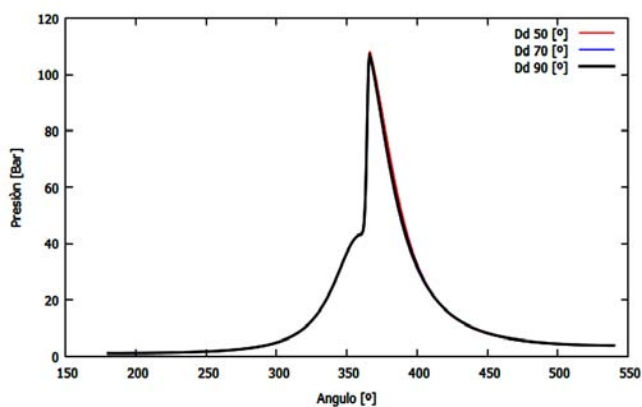


Fig. 16. Efecto de la duración de la fase de combustión por difusión en la presión.

Variación del porcentaje de calor liberado en la fase de pre mezcla y difusión.

En comparación con los otros factores analizados variar el porcentaje de calor liberado en cada fase de la combustión sí afecta considerablemente a la presión, esto se puede observar en la figura 17. Conforme disminuye el porcentaje de calor liberado en la pre-mezcla la presión también disminuye. Como se mencionó en las secciones anteriores, entre más corto sea el periodo de duración y mayor el porcentaje de energía asignado la liberación de calor en la pre mezcla tiende a ser más violenta, por consiguiente si disminuimos ese porcentaje de calor, la cantidad de energía que se tiene que liberar será menor para el mismo tiempo de duración. La explicación anterior se observa de mejor manera con la tasa de liberación de calor, ver figura 18.

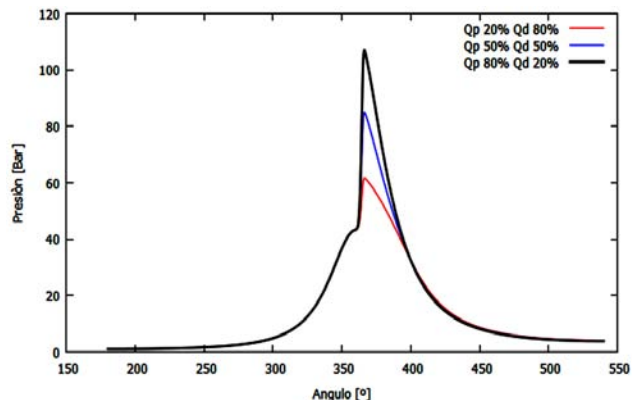


Fig. 17. Efecto del porcentaje de calor liberado en cada fase sobre la presión.

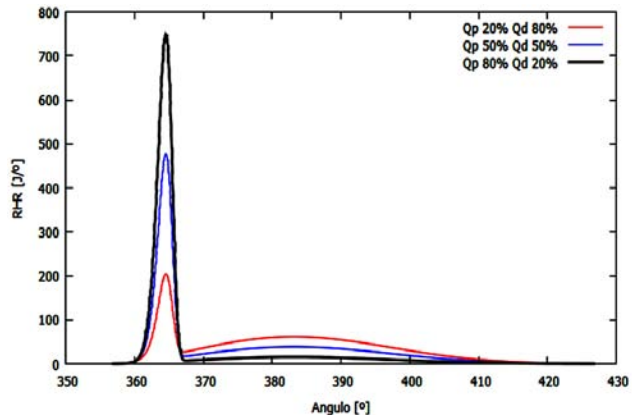


Fig. 18. Efecto del porcentaje de calor liberado en cada fase.

Conclusiones

En este trabajo se presentó el desarrollo de un modelo termodinámico de un motor de encendido por compresión: Diésel.

El modelo desarrollado se validó experimentalmente para un motor Diésel ISUZU 4JA1 de 2500 cm³ y de inyección directa para tres puntos de operación variando las condiciones de temperatura y presión de entrada y masa de combustible inyectada. Los resultados del modelo se compararon con dos modelos numéricos, el primero cero dimensional y el segundo multi dimensional CFD.

Los resultados de la presión mostraron una sobrestimación de los valores experimentales debido en gran parte al modelo de liberación de calor, al efecto de los gases filtrados y a la recirculación de gases de escape. En términos generales la presión se adaptó de mejor manera a la curva experimental en la etapa de expansión. En cuanto a la temperatura, los resultados del modelo termodinámico mostraron una diferencia considerable especialmente en los valores de máxima temperatura y en la etapa de expansión como consecuencia de la sobreestimación de la presión y de los porcentajes de calor liberado en cada fase considerados en el modelo.

Se estudió la influencia de parámetros como el retardo de autoencendido, la duración y porcentaje de calor y el retraso de la inyección sobre la presión y la tasa de liberación de calor en la combustión principalmente. Este análisis paramétrico permitió conocer los factores de mayor relevancia en

el proceso de la combustión en el motor de encendido por compresión.

Se observó que el retardo de autoencendido como el inicio de inyección son parámetros que están relacionados y que determinan que tan exitoso es el proceso de combustión. Las simulaciones arrojaron que, para un combustible con número de Cetano relativamente bajo, la inyección debe iniciar mucho antes de llegar al PMS para que se den las condiciones físicas y químicas adecuadas en la pre mezcla y se auto encienda lo más cercanamente al PMS, si no es así la presión disminuye y hay una mayor pérdida de calor a través de las paredes de la cámara de combustión.

El punto preciso en el cual se debe inyectar tiene que ver con un fenómeno físico llamado retardo de autoencendido, los resultados obtenidos mostraron que este fenómeno depende principalmente del número de Cetano, de las revoluciones a las cuales el motor gira y las condiciones de entrada. Teóricamente el punto en el cual se debe iniciar la combustión debe ser el PMS.

La variación de la proporción de calor liberado en las fases de premezclado y difusión afectaron considerablemente a la presión, se observó que entre menor sea el porcentaje de calor asignado en la fase de pre mezcla y mayor sea el tiempo en el cual se desarrolla menor va ser la presión alcanzada, por consiguiente el trabajo obtenido disminuirá.

Los resultados obtenidos de la concentración en equilibrio mostraron que los principales productos de la combustión por debajo de 2000 K son el H_2O , CO_2 , N_2 y en el caso de mezcla pobre el O_2 . La disociación es importante por arriba de los 2000 K, por debajo de ésta, se presentan valores muy bajos de CO y H que pueden no ser tomados en consideración.

Se logró comprobar que para mezclas pobres la presencia de H, CO y H_2 es muy baja en motores de encendido por compresión, además dicha presencia empieza a incrementar para valores de $\phi > 1$.

Tanto el NO como el hollín son los dos compuestos de mayor importancia en las emisiones de un motor de encendido por compresión. Se observó que existe un comportamiento inverso entre ellos. A diferencia del NO el hollín tiende a disminuir a altas temperaturas y no incrementa como lo hace el NO. Además la formación de hollín no se da tan rápidamente como el caso del NO y por lo tanto tarda más en estabilizarse.

Finalmente en términos generales el presente trabajo logró describir desde el punto de vista global o termodinámica el comportamiento de las principales variables involucradas en el proceso de la combustión de un motor de encendido por compresión: Diésel. Los resultados se compararon favorablemente con los resultados experimentales de la literatura consultada y concordaron con el comportamiento del motor estudiado.

Como una mejora al modelo es necesario desarrollar modelos fenomenológicos y multidimensionales más completos que involucren los fenómenos físicos y químicos que se dan dentro de la cámara de combustión para entender y representar con más fidelidad y precisión estos procesos.

Referencias

- [1] Heywood J.B., *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill international editions, 1988.
- [2] García GF, Chacón JL y Chaves A (2013). “Modelado de la combustión en motores Diésel: Revisión del estado del arte” Revista ION, Vol. 26, núm. 1 pp 41-54 UIS Bucaramanga, Colombia
- [3] Galindo J, Hernández J. (2011). Modelado de Motores. En: *Motores de combustión interna alternativos*. Payri F, Desantes JM España: Reverte: 2011. pp 746-796
- [4] Vibe, “*Brennverlauf und Kreisprozeß von Verbrennungsmotoren*”, VEB Verlag Technik, 1970.
- [5] Merker G.P., *Combustion Engines Development*, Springer, 2009.
- [6] Udayakumar, R., Bhushan, C., “*Combustion Analysis Of A Diesel Engine Operating With Performance Improvement Additives*”, International Refereed Journal of Engineering and Science (IRJES), 2012.
- [7] Heider G, “*Rechenmodell zur Vorausberechnung der NO-Emission von Dieselmotoren.Dissertation*”, TU Munchen, 1996.
- [8] Al-Dawody M.F. “*Theoretical modeling of combustion characteristics and performance parameters of biodiesel in DI diesel engine with variable compression ratio*”, International journal of energy and environment, 2013.
- [9] Olikara, C., Borman, G. “*A computer program for calculating properties of equilibrium combustion products with some applications to I.C. engines*”, SAE Technical Paper 750468, SAE International, 1975.
- [10] Nishida K, Hiroyasu H, “*Simplified three-dimensional modeling of mixture formation and combustion in a DI diesel engine*”, SAE Paper, 890269, 1989.
- [11] Pertti, T. “*Modelling of Spray Combustion, Emission Formation and Heat transfer in medium speed Diesel engine*”, 2005.
- [12] Delgado, Á., Olmos, L., Rivero, S, “*Comparative study of the indicated cycle of a Diesel engine using simulation and experimental data*”, Rev. UIS. Ingenierías, 2014.
- [13] Diotallevi, F. “*Development of a Multi-Zone Model for NOx Formation in Diesel Engines*”, 2007.
- [14] Wilhelmsson, C., Tunestål, P., Widd, A. Johansson, R. y Johansson, B. “*A Physical Two-Zone NOx Model Intended for Embedded Implementation*”, SAE, 2009.