



Termodinámica



MODELO TERMODINÁMICO DE UNA ZONA CON RELACIONES PARA EL PROCESO DE COMBUSTIÓN EN MOTORES ALIMENTADOS CON BIOGÁS

THERMODYNAMIC ONE-ZONE MODEL WITH RELATIONS FOR COMBUSTION PROCESS FOR BIOGAS FUELED INTERNAL COMBUSTION ENGINES

J.L. Carrera-Escobedo*, C.H. Guzmán-Valdivia, A. Ortiz-Rivera, O. Désiga-Orenday y M.A. García-Ruiz

Universidad Politécnica de Zacatecas. Plan de Pardillo S/N, Parque industrial, Fresnillo, Zacatecas

Recibido 18 de Enero de 2013; Aceptado 26 de Mayo de 2013

Resumen

Los modelos termodinámicos de una zona permiten el cálculo del desempeño de motores de combustión interna alternativos mediante el uso de una computadora. Éstos utilizan leyes de quemado para calcular el avance del proceso de combustión y tienen la ventaja de requerir poco tiempo de cómputo. Sin embargo, la exactitud de los resultados depende de la experiencia del usuario para configurar los parámetros de simulación, lo cual, limita las aplicaciones de éstos. Aún cuando se conocen los modelos termodinámicos de una zona con en leyes de quemado, no se contempla la solución al problema utilizando ecuaciones que relacionan los parámetros geométricos y de operación del motor con el proceso de combustión, para incrementar la exactitud sin la necesidad que el usuario tenga experiencia con estas leyes. El presente artículo, se refiere a un algoritmo programado en Visual Basic 2008 para encontrar parámetros de desempeño de motores de combustión interna alternativos tales como: potencia, eficiencia, adelanto de la chispa, evolución del proceso de combustión y emisión de contaminantes. Los resultados de simulación son comparados con divulgaciones experimentales existentes en la literatura.

Palabras clave: motores, modelos termodinámicos de una zona, biogás, combustión, óxidos de nitrógeno.

Abstract

The thermodynamic one-zone models allow the calculation of the performance of internal combustion engine by means of a personal computer. These models use equations known as burning laws to calculate the combustion process evolution and have the characteristic of requiring low computing time. The exactness of the results obtained with these models depend on the user experience with burning law parameters, which result in a limitation of the applications for these models. Several thermodynamic one-zone models based on burned laws are known, however, the solution to the problem using equations relating geometric and operating parameters of the engine to the combustion process, in order to increase the accuracy without requiring the user to have experience with these laws, have not been studied. This paper presents an algorithm programmed in Visual Basic 2008 to calculate performance parameters of reciprocating internal combustion engines such as power, efficiency, spark advance, evolution of the combustion process and pollutant emissions. The simulation results are compared to experimental disclosures in the literature.

Keywords: engines, thermodynamic one-zone models, biogas, combustion, nitrogen oxide.

*Autor para la correspondencia. E-mail: jlcarrera20@hotmail.com

1 Introducción

Desde su aparición hace más de 130 años, el motor de combustión interna alternativo (MCIA) ha presentado una serie de problemas y nuevas exigencias. Los dos condicionantes más importantes actualmente son: la emisión de contaminantes y el consumo de combustible (Muñoz y col., 1989). Muchas mejoras al diseño de los MCIA se han logrado mediante métodos tradicionales basados en la experimentación. Sin embargo, estos experimentos suelen ser costosos en términos de tiempo y recursos. La aparición de las computadoras y la posibilidad de realizar experimentos “numéricos” proporciona una nueva manera de diseñar los MCIA (Ramos, 1989).

Los modelos matemáticos de motores de combustión interna alternativos, ya sean de encendido por ignición o por compresión, se dividen en dos grandes grupos: los modelos termodinámicos y los dimensionales. Los segundos se subdividen en unidimensionales y multidimensionales. Los unidimensionales suponen que la propagación de la flama es plana o cilíndrica. Los multidimensionales se basan en las ecuaciones de conservación de la masa, energía y especies en tres dimensiones y en estado transitorio, por lo cual, requieren una gran cantidad de recursos computacionales. Estos modelos pueden calcular el avance del proceso de combustión basándose en las condiciones existentes dentro del cilindro al momento del inicio de la combustión.

Los modelos de una zona suponen que la presión, temperatura y composición de la carga en el interior del cilindro son uniformes. De cualquier manera, estos modelos toman en cuenta las pérdidas por transferencia de calor hacia las paredes del cilindro y a la liberación de calor como función del tiempo, a través de ecuaciones como la *ley de Wiebe* para motores de encendido provocado (Wiebe, 1956) o la *ley de Watson* para motores de encendido por compresión (Watson y col., 1980). Las leyes de quemado se caracterizan mediante parámetros como el inicio y la duración de la combustión, y parámetros de completitud y de forma (Heywood, 1988).

La exactitud de los resultados obtenidos con los modelos termodinámicos de una zona depende de los valores que se asigne a los parámetros de la ley de quemado utilizada y, por lo tanto, depende de la experiencia del usuario. Para evitar la dependencia que existe entre la exactitud de los resultados y la experiencia del usuario existen ecuaciones que relacionan los parámetros de las leyes de quemado y los parámetros geométricos y de operación de

los motores. En la literatura se pueden encontrar documentos respecto a los valores que se pueden utilizar si se simulan motores a gasolina (Heywood, 1988, Watts y col., 1980, Liu y col., 1997), diesel (Miyamoto y col., 1985), gas natural (Rousseau y col., 1999) y biogás (Carrera y col., 2013). En este trabajo, se aborda el problema de los modelos termodinámicos de una zona basados en leyes de quemado, utilizando ecuaciones que relacionan los parámetros geométricos y de operación del motor con el proceso de combustión, para incrementar la exactitud sin la necesidad que el usuario tenga experiencia con estas leyes.

Por otra parte, los altos precios de los combustibles fósiles y la creciente preocupación por el calentamiento global han motivado a las potencias mundiales a incrementar su presupuesto y capacidad de investigación, desarrollo e innovación en materia de biocombustibles (Sacramento-Rivero y col., 2010), como por ejemplo, el biogás.

El biogás es un combustible proveniente de la descomposición anaeróbica de la materia orgánica que está formado principalmente por gas metano y dióxido de carbono (Houdková y col., 2008). El uso de biogás como combustible para los MCIA es bastante prometedor debido a su facilidad de uso y alta resistencia a la autoignición (Pipatmanomai y col., 2008, Jawurek y col., 1987, Kanaiyalal, 2006), lo cual permite utilizarlo en motores con una relación de compresión de alrededor de 13 (Porpatham y col., 2009); ésta es mayor que las de los motores a gasolina.

2 Metodología

2.1 Esquema global de solución

La Fig. 1 muestra un diagrama de flujo del procedimiento global de la solución. El procedimiento comienza calculando la composición de los gases dentro del cilindro al instante que comienza la compresión, suponiendo una temperatura inicial de los gases residuales, como se describe en la sección 2.2.

Durante el proceso de compresión, se consideran los efectos de la compresión y la transferencia de calor en la presión de los gases dentro del cilindro. Una vez que se inicia la combustión, se calcula el cambio de composición y se considera el efecto que produce la liberación de energía en la presión, como se describe en la sección 2.4. El cálculo de la presión se realizó una vez por cada grado de giro del cigüeñal, ya que si se incrementa el número de veces que se realiza este

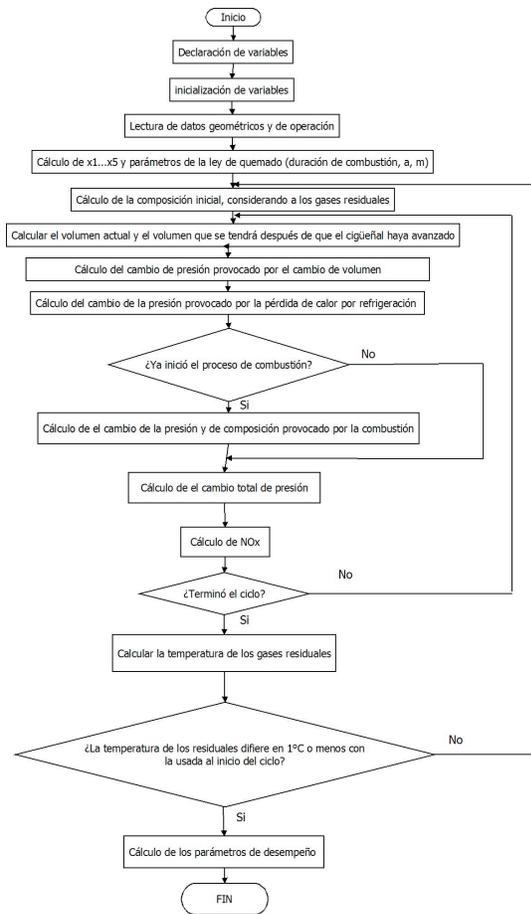


Fig. 1. Diagrama de flujo para la solución del modelo termodinámico de una zona.

cálculo, las variaciones en los resultados se observan hasta la quinta cifra significativa.

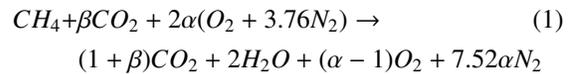
Una vez que se realiza el cálculo de la presión durante el ciclo completo, se calcula la temperatura de los gases residuales, esta temperatura se calcula con la temperatura que se supuso si la variación es mayor que 1°C se repiten los cálculos, si es menor, se terminan los cálculos y se procede a calcular los parámetros de desempeño, de la manera que se describe en la sección 2.9.

2.2 Composición de la mezcla y gases residuales

El modelo utilizado considera los procesos de compresión, combustión y escape de un motor alimentado con mezclas de aire y biogás de diferentes composiciones y considera también, el efecto que tienen los gases residuales en la composición y en

la temperatura que tiene la mezcla de gases al inicio de la carrera de compresión. El modelo considera que la carga dentro del cilindro es una mezcla de gases ideales, lo cual de acuerdo a lo publicado por Zacharias (1967), es adecuado, además, se toma en cuenta la variación de los calores específicos de cada una de las especies mediante funciones polinomiales (Heywood, 1988).

La composición de la mezcla de gases frescos y de los gases residuales se calcula de acuerdo a la siguiente reacción química,



donde α es un número mayor que 1 y representa a la cantidad de exceso de aire con la que se trabaja y β se calcula de acuerdo a la cantidad de CO_2 del combustible a partir de la ecuación:

$$\beta = \frac{\psi}{1 - \psi} \quad (2)$$

donde ψ es la fracción volumétrica de CO_2 en el combustible.

El número total de moles frescos que entran al cilindro, se calculan a partir de la ecuación del gas ideal; utilizando las condiciones iniciales de presión y temperatura y el volumen desplazado por el pistón. Para calcular la composición de los gases frescos que entran al cilindro se multiplica el número de moles de gases frescos por la fracción molar de cada una de las especies.

El número de moles de gases residuales atrapado dentro del cilindro se calcula también a partir de la ecuación del gas ideal, utilizando una presión de 1 atmósfera, el volumen de la cámara de combustión y una temperatura de 800 K (temperatura después de la expansión en un ciclo otto ideal), la cual se recalcula hasta que la diferencia entre la temperatura supuesta y la calculada es menor que 1°C (ver Fig. 1). El número de moles de gases residuales se multiplica por la fracción molar de cada especie, calculada de acuerdo al lado derecho de la Ec. (1), para calcular la composición de los gases residuales.

La temperatura al inicio de la carrera de compresión se calcula aplicando un balance de energía a la mezcla de gases frescos y gases residuales dentro del cilindro. Al terminar el cálculo de un ciclo completo, se obtiene una nueva temperatura de los gases residuales que se utiliza para recalcularse la temperatura al inicio de la carrera de compresión. El proceso se repite hasta que la variación de la

temperatura de los gases residuales deja de ser significativa.

2.3 Volumen instantáneo del cilindro

El volumen V de los gases dentro del cilindro se calcula de acuerdo a la cinemática del pistón (Heywood 1988), de acuerdo a la ecuación:

$$V = V_c + \frac{\pi D^2}{4} (l + a - s) \quad (3)$$

donde:

$$s = a \cos \theta + (l^2 - a^2 \sin^2 \theta)^{1/2} \quad (4)$$

En las ecs. (3) y (4) V_c es el volumen del cilindro cuando el pistón está en el punto muerto superior (PMS), D es el diámetro del cilindro, l es la longitud de la barra conectora, a es el radio de giro del cigüeñal, el cual a su vez es la mitad de la carrera del pistón, s es la distancia medida desde el centro del cigüeñal hasta el pistón y θ representa la posición angular, tomando como posición inicial al PMS. En la Fig. 2 se muestra una explicación visual del significado de estos parámetros.

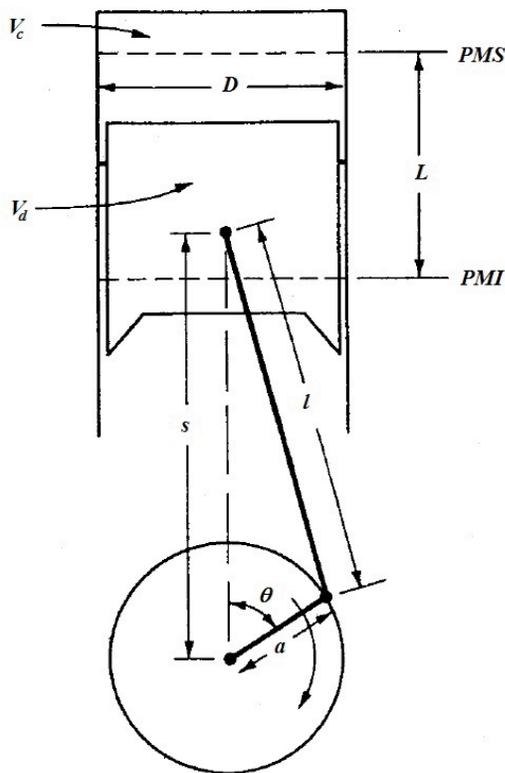


Fig. 2. Parámetros de las ecs. (3) y (4).

2.4 Cálculo de la presión

Con el modelo utilizado se calcula el valor de la presión en intervalos de cada grado de giro del cigüeñal, este intervalo es lo suficientemente pequeño para garantizar que la discretización del tiempo no es un factor que influye en la exactitud de los resultados (Collin, 2001). El cambio de presión en cada intervalo de tiempo se calcula de la siguiente manera:

$$\Delta P = \Delta P_{\Delta V} + \Delta P_{TC} + \Delta P_C \quad (5)$$

es decir, el cambio de presión debido al cambio de volumen ($\Delta P_{\Delta V}$), el cambio de presión debido a la transferencia de calor (ΔP_{TC}) y el cambio de presión debido a la combustión (ΔP_C) se suman para calcular el cambio de presión total.

El cambio de presión debido al cambio de volumen se calcula considerando un proceso isentrópico junto con la ecuación del gas ideal. Así, durante la compresión o expansión isentrópica de una mezcla de gases ideales en la que se conocen las condiciones iniciales y el volumen final, se tiene que:

$$\left(\sum_{i=1}^n X_i \bar{s}_i \right)_1 = \left(\sum_{i=1}^n X_i \bar{s}_i \right)_2 \quad (6)$$

donde s_i se calcula mediante la Ec. (5)

$$\bar{s}_i = s_{0,i}(T) - R \ln \left(\frac{X_i P}{P_0} \right) \quad (7)$$

la combinación de las ecs. (6) y (7) con la ecuación del gas ideal da como resultado la Ec. (8), en la que la única incógnita es la temperatura final.

$$\begin{aligned} & \sum_{i=1}^n X_i \left(s_{0,i}(T_1) - R \ln \left(\frac{X_i P_1}{P_0} \right) \right) \\ &= \sum_{i=1}^n X_i \left(s_{0,i}(T_2) - R \ln \left(\frac{X_i P_1 \frac{V_1 T_2}{V_2 T_1}}{P_0} \right) \right) \end{aligned} \quad (8)$$

La presión al final del proceso de cambio de volumen se calcula como:

$$P_2 = P_1 \frac{V_1 T_2}{V_2 T_1} \quad (9)$$

El cambio de presión debido al cambio de volumen es la diferencia entre las presiones P_2 y P_1 .

Para el cálculo del cambio de presión debido a la transferencia de calor, se calcula el cambio de temperatura que provoca la transferencia de calor, resolviendo la Ec. (10)

$$Q_R = U_2 - U_1 \quad (10)$$

en la cual Q_R representa el calor que se pierde por transferencia de calor en el intervalo de tiempo considerado, U_2 y U_1 representan a las energías internas final e inicial, respectivamente. El incremento de presión es el que provoca el cambio de temperatura.

En cuanto al cambio de presión provocado por el proceso de combustión, el cual implica el cambio de composición de los gases, se debe de resolver la Ec. (11)

$$0 = U_2 - U_1 \quad (11)$$

las energías internas final e inicial son función de la temperatura y de la composición de los gases, por lo cual, la Ec. (8) permite calcular el incremento de temperatura que provoca el cambio de composición de los gases dentro del cilindro. Después de considerar el cambio de composición y temperatura, la presión se puede calcular con la Ec. (12).

$$P_2 = \frac{nRT_2}{V_2} \quad (12)$$

2.5 Transferencia de calor

La transferencia de calor se calcula mediante la conocida ecuación de transferencia de calor por convección:

$$\dot{Q} = h_c A (T_s - T_\infty) \quad (13)$$

En la cual, A es el área de transferencia de calor, la cual está delimitada por el cilindro, el pistón y la cabeza del cilindro, h_c es el coeficiente instantáneo de transferencia de calor promedio en toda la superficie e incluye los efectos de la convección y la radiación. Este coeficiente se calcula mediante la ecuación de Woschni (1967), la cual es:

$$h_c = K \cdot D^{-0.2} \cdot P^{0.8} \cdot T^{-0.53} \cdot \left(C_1 \cdot c_m + C_2 \frac{V \cdot T_{CA}}{P_{CA} V_{CA}} (P - P_m) \right)^{0.8} \quad (14)$$

En la cual K es una constante cuyo valor es 0.035, C_1 es una constante con valor de 2.28 y C_2 es una constante con valor de cero para el proceso de compresión y 3.24×10^{-3} para los procesos de combustión y expansión, c_m es la velocidad media del pistón, T_{CA} , P_{CA} y V_{CA} son la temperatura, presión y volumen de los gases dentro del cilindro en un punto de referencia, por ejemplo, el punto muerto inferior o al inicio de la combustión, P_m es la presión dentro del cilindro en ausencia de combustión.

2.6 Ley de liberación de calor

Algunos investigadores proponen leyes de quemado del tipo cosenoidal para evaluar la evolución de la

combustión en los motores de encendido provocado (MEP), pero son del tipo exponencial, como la propuesta por Wiebe (1956), las que han tenido mayor éxito debido a una mayor versatilidad a la hora de ajustarse a la curva experimental mediante la modificación de sus parámetros.

La expresión general de Wiebe (1956) es una ley de quemado de una fase y tiene la siguiente forma:

$$x_q = 1 - \exp \left[-a \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta_C} \right)^m \right] \quad (15)$$

donde x_q es la fracción de calor liberado, a es el grado de completitud de la combustión, θ es el ángulo de giro del cigüeñal, θ_0 es el ángulo de inicio de la combustión, $\Delta\theta_C$ es el ángulo de duración de la combustión y m es un factor de forma, estos parámetros son los que se utilizan para adaptar el perfil de liberación de calor simulado con los datos a los que se desea ajustar.

2.7 Ecuaciones para los parámetros de la ley de Wiebe

Para configurar adecuadamente los parámetros de la ley de quemado de Wiebe se requiere tener cierta experiencia. Para evitar este requerimiento se pueden utilizar las siguientes ecuaciones propuestas por (Carrera y col., 2013):

$$\Delta\theta_c = 42.0 - 6.625x_1 + 6.25x_2 + 15.375x_3 + 4.0625x_4 + 0.0625x_5 \quad (16)$$

$$a = 6.76 + 0.144x_1 - 0.813x_2 - 2.167x_3 - 1.078x_4 - 0.0091x_5 \quad (17)$$

$$m = 1.675 + 0.368x_1 - 0.25x_2 - 0.8321x_3 - 0.75x_4 + 0.025x_5 \quad (18)$$

donde las variables x_1 , x_2 , x_3 , x_4 , x_5 se relacionan con los parámetros de diseño y operación del motor de la siguiente manera:

$$x_1 = \frac{r}{2.8} - 4 \quad (19)$$

$$x_2 = 0.001\omega - 2 \quad (20)$$

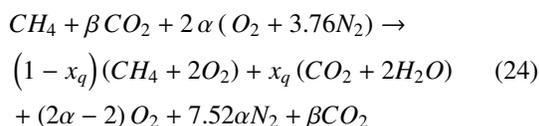
$$x_3 = 4\alpha - 5 \quad (21)$$

$$x_4 = 0.05\theta_0 + 1 \quad (22)$$

$$x_5 = 0.05\psi - 1 \quad (23)$$

2.8 Proceso de combustión

Durante el proceso de combustión, la reacción que se lleva a cabo es:



en la cual x_q representa el grado de avance de la reacción (también conocida como fracción de quemados) y su valor se calcula mediante la Ec. (15).

2.9 Cálculo de parámetros de desempeño

Los datos de presión y volumen se calculan con la implementación del algoritmo de la Fig. 2. Estos datos se utilizan para calcular los parámetros de desempeño del motor. El trabajo indicado por ciclo se calcula como,

$$W = \oint pdV \quad (25)$$

la potencia indicada, para un motor de cuatro tiempos, se obtiene mediante:

$$\dot{W} = \frac{\omega W}{2} \quad (26)$$

mientras que para el rendimiento térmico se utiliza la expresión:

$$\eta = \frac{W}{m_c H_C} \quad (27)$$

donde H_C es el poder calorífico del combustible y m_c es la masa de combustible.

2.10 Emisión de NOx

Los óxidos de nitrógeno favorecen la formación de ozono y smog fotoquímico que son irritantes y lacrimógenos cerca de la superficie terrestre, debido a lo cual se le da seguimiento a la presencia de estos gases en el ambiente (Rodríguez-Rosales y col., 2006) y se realizan esfuerzos, como los de Gutiérrez-Martínez (Gutiérrez-Martínez y col., 2006) y Bartolo-Pérez (Bartolo-Pérez y col., 2006), por reducir la emisión de estos contaminantes. En los MCIA se desarrolla principalmente el monóxido de nitrógeno (NO) que, después de un cierto periodo bajo condiciones atmosféricas se transforma en dióxido de nitrógeno (NO₂). Durante la combustión, el NO se puede formar de tres diferentes maneras, en este caso, se distingue entre el NO térmico, el NO prompt y el NO de combustible (Merker y col., 2004). El

mecanismo principal de formación en los MCIA es NO térmico.

La velocidad de formación del NO puede estimarse con la siguiente ecuación propuesta por (Merker y col. 2004),

$$\frac{d[NO]}{dt} = 4.7 \cdot 10^{13} [N_2][O_2]^{1/2} \exp\left\{-\frac{67\,837}{T}\right\} \quad (28)$$

donde las concentraciones están dadas en kmol/m³.

3 Resultados

En esta sección se presentan los resultados de la aplicación del código de simulación a algunos motores de encendido por chispa. El primer motor simulado corresponde al estudio realizado experimentalmente por (Portatham y col., 2009). Las características geométricas y de operación del motor estudiado se muestran en la Tabla 1.

Los resultados se presentan en función de la relación equivalente de combustible-Aire, la cual se define como:

$$\lambda = \frac{(F/A)}{(F/A)_e} \quad (29)$$

donde (F/A) es la relación entre la masa de combustible y la masa de aire que entra al motor y $(F/A)_e$ es la relación estequiométrica de combustible-aire.

3.1 Curvas de presión

La Fig. 3 muestra la evolución de la presión que se presenta en el motor descrito en la Tabla 1, cuando funciona con una mezcla pobre en combustible (relación de equivalencia 0.65), el encendido de la chispa es el necesario para obtener el máximo torque al freno.

Tabla 1. Características del motor.

Tipo	De cuatro tiempos y encendido por chispa
Combustible	Biogás con 20%
Relación aire-combustible estequiométrica	10.17 kg aire/kg combustible (20% CO ₂)
Número de cilindros	1
Diámetro	87.5mm
Carrera	110mm
Barra conectora	230.1mm
Volumen desplazado	661.5cm ³
Relación de compresión	13
Velocidad de operación	1500 r.p.m.

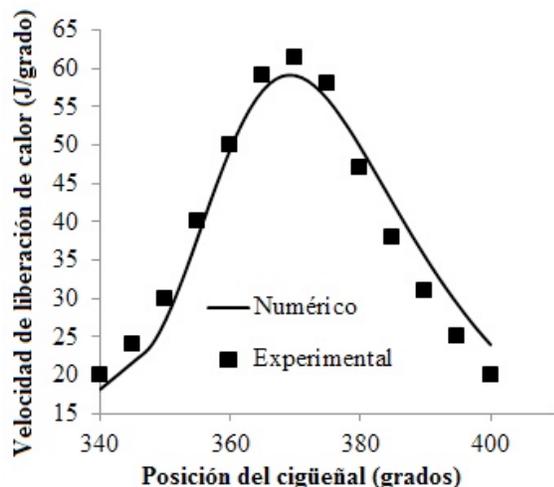


Fig. 3. Evolución de la presión dentro del cilindro.

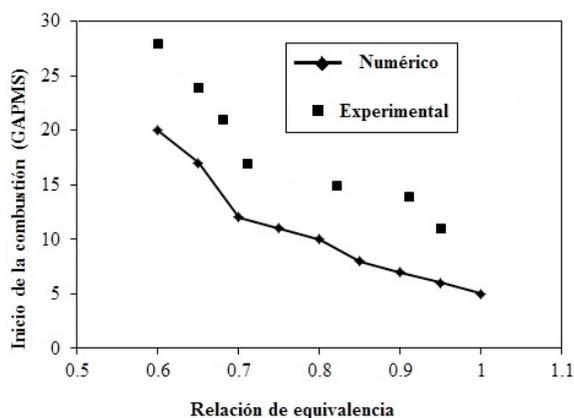


Fig. 4. Adelanto de la chispa para obtener máximo torque.

En esta figura también aparece la evolución de la presión calculada con el algoritmo descrito en la metodología de este trabajo, con las mismas especificaciones que las que aparecen en la Tabla 1, misma relación de equivalencia y el encendido de la chispa para máximo torque calculado. Se observa que la curva obtenida numéricamente predice de manera adecuada la evolución de la presión, así como la presión máxima que se registra dentro del cilindro y el instante en que esto sucede. Estos datos se pueden usar en el proceso de diseño de un motor, ya que permiten calcular los esfuerzos que se producirán, así como la potencia que se generará. Para mejorar la exactitud de la simulación, podría ser útil un modelo termodinámico que considere la evolución de un gas real, en vez de un gas ideal.

3.2 Máximo torque

El adelanto de la chispa para obtener el máximo torque al freno depende fuertemente de las características del proceso de combustión del motor con el que se esté trabajando. La Fig. 4 muestra la comparación entre el ángulo de encendido de la chispa, en grados antes del punto muerto superior (GAPMS), para el máximo torque obtenida experimentalmente y el que se calcula numéricamente en este trabajo. Al comparar las dos curvas que aparecen en la Fig. 4 se observa que ambas tienen las mismas tendencias de aumentar el adelanto en el encendido de la chispa para trabajar con mezclas pobres. Esto se debe a que entre más pobre es la mezcla, más lenta es la propagación de la flama dentro del cilindro. Las velocidades bajas de propagación de la flama provocan que la duración de la combustión sea mayor, con lo cual, a fin de aprovechar la energía liberada, se debe adelantar el inicio de la combustión. La curva calculada predice que el adelanto de la chispa debe ser menor que el que se encuentra en la experimentación, con una diferencia de 6° de giro del cigüeñal en promedio. La diferencia entre ambos resultados, se debe a las características del motor que no se consideraron al obtener las ecs. (16) a (23), tales como la forma de la cámara de combustión (cuña, tazón, hemisférica) o el nivel de torbellino (*swirl*) provocado dentro de la cámara de combustión, ya que estos factores modifican el nivel de turbulencia dentro del cilindro y, por lo tanto, la evolución del proceso de combustión. Los modelos termodinámicos de una zona como los que se utilizaron en este estudio se pueden utilizar para planear la experimentación, por ejemplo, si se desea encontrar el adelanto para el máximo torque al freno de un cierto motor a través de la experimentación, estos modelos proporcionan información sobre donde empezar a buscarlo, reduciendo el tiempo y el costo de la experimentación.

3.3 Curva de velocidad de liberación de calor

La velocidad de liberación de calor o bien, la velocidad a la cual se transforman los reactivos frescos en productos quemados es un parámetro que depende de la velocidad a la que se propaga la flama dentro del cilindro, y depende de varios factores, tales como: la concentración de combustible, las propiedades termodinámicas de la mezcla de gases y del campo de velocidades que se tiene dentro del cilindro. La velocidad de liberación de calor, obtenida

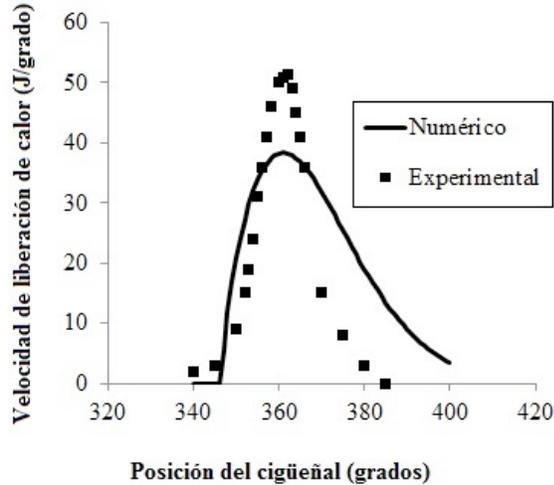
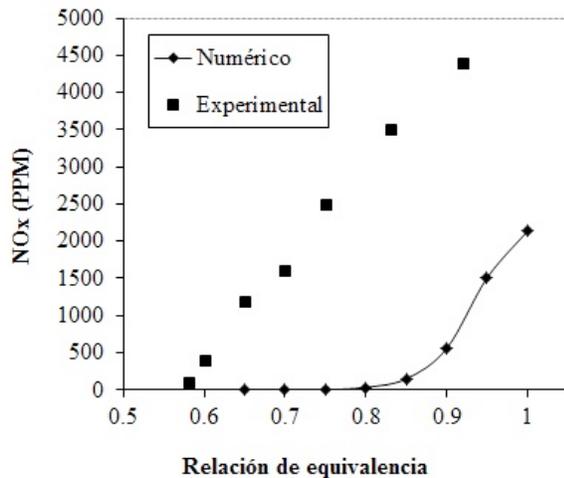


Fig. 5. Velocidad de liberación de calor.

Fig. 6. Emisión de NO_x.

experimentalmente y la calculada mediante la derivada con respecto al ángulo de giro del cigüeñal de la Ec. (15) se muestran en la Fig. 5. En esta figura se puede observar que hay una buena concordancia entre los datos experimentales y los calculados, ya que ambas curvas transcurren en un intervalo de tiempo muy similar aunque la curva calculada es menos afilada que la experimental, y alcanza un valor máximo un poco menor. La ley de *Wiebe*, descrita en Ec. (15), no se adapta al 100% a las curvas de liberación experimentales, incluso si se dispone de toda la información relativa al proceso de combustión, tal como se observa en el trabajo de Rakopoulos (Rakopoulos y col., 2008). Esta es la razón principal por la cual existen diferencias entre los resultados numéricos y los experimentales que se muestran en la Fig. 5.

3.4 Emisión de NO_x

La formación de óxidos de nitrógeno en motores de combustión interna depende fuertemente de la temperatura a la cual se encuentran los gases dentro del cilindro, por este motivo, es de esperarse que la emisión de NO_x sea menor cuando se utilizan mezclas altamente diluidas, ya sea por aire o por dióxido de carbono. En la Fig. 6 se muestran las curvas de emisión de NO_x como función de la relación de equivalencia obtenidas experimentalmente (Portatham y col., 2009) y numéricamente. Se observa que el modelo utilizado en este trabajo predice cualitativamente bien el efecto de utilizar mezclas altamente diluidas (ya sea por exceso de aire o por el dióxido de carbono del combustible) en la emisión de NO_x. Si se comparan los resultados experimentales con los numéricos se observa que la cantidad de óxidos de nitrógeno calculada es considerablemente menor que la obtenida experimentalmente, aunque las curvas de ambas figuras muestran tendencias similares. Para incrementar la exactitud en la predicción de NO_x es necesario implementar un modelo que considere múltiples zonas durante el proceso de combustión y que se base en la cinética química.

3.5 Potencia y eficiencia

En esta sección se compara la potencia al freno y eficiencia al freno medidos experimentalmente por Jingdang (Jingdang y col., 1998) con la potencia indicada y eficiencia indicada calculadas mediante la simulación realizada en este trabajo. Las características del motor simulado se muestran en la Tabla 2.

La Fig. 7 muestra la potencia al freno medida experimentalmente y la potencia indicada calculada numéricamente del motor descrito en la Tabla 2, operando a 2000 R.P.M., como función del contenido de CO₂ en el combustible. En esta figura se observa que la potencia al freno disminuye de 6.9 kW a 6.8 kW cuando el contenido de CO₂ del combustible se incrementa de un 10% a un 45%, mientras que la potencia indicada disminuye de 8.8kW a 8.4kW cuando el contenido de CO₂ del combustible cambia de 10% a 40%. En la Fig. 8 aparece la eficiencia al freno obtenida experimentalmente (28%) y la eficiencia indicada calculada numéricamente (36%). En ambos casos se aprecia que el contenido de CO₂ en el combustible afecta de manera poco significativa el desempeño del motor, esto se debe a que el poder calorífico de la mezcla aire-combustible disminuye

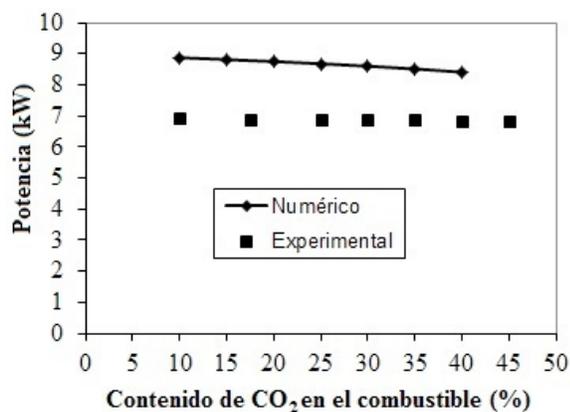


Fig. 7. Potencia generada.

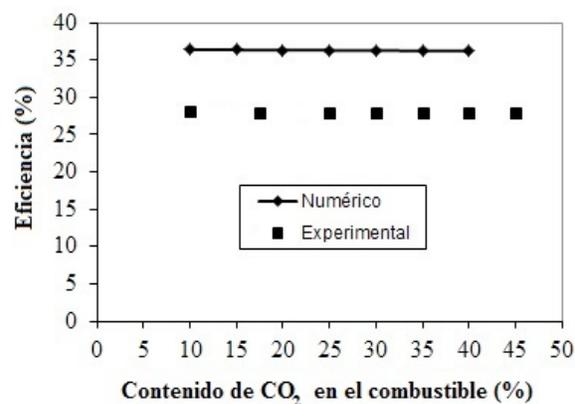


Fig. 8. Eficiencia térmica.

Tabla 2. Características del segundo motor.

Tipo	De cuatro tiempos y encendido por chispa
Combustible	Biogás con contenido de CO ₂ entre 5% y 40 %
Número de cilindros	1
Diámetro	76.2mm
Carrera	111.1mm
Barra conectora	231.7
Volumen desplazado	507cm ³
Relación de compresión	13
Velocidad de operación	2000 r.p.m.

Tabla 3. Características de las mezclas aire-biogás

Contenido de CO ₂	Poder calorífico del combustible (MJ/kg de combustible)	Relación aire-combustible estequiométrica (kg aire/kg de combustible)	Poder calorífico de la mezcla aire combustible (MJ/kg de mezcla aire-combustible)
5	43.68	14.99	2.73
20	29.63	10.17	2.65
30	22.95	7.88	2.58
40	17.64	6.06	2.5

poco cuando se incrementa el contenido de CO₂ del combustible, como se puede observar en la Tabla 3. El efecto del incremento de CO₂ en el combustible en la eficiencia es aún más difícil de percibir, aún a pesar de que el incremento del CO₂ del combustible disminuye la velocidad de propagación de la flama, esto se debe a que al disminuir el poder calorífico de la mezcla aire-combustible, disminuye también la temperatura que se alcanza dentro del cilindro y la pérdida de energía por transferencia de calor, con lo cual compensa el efecto de la disminución de la velocidad de propagación de la flama. La relación que existe entre la potencia

y eficiencia al freno obtenidos experimentalmente y la potencia y eficiencia indicada calculados en este trabajo están de acuerdo con la eficiencia mecánica esperada de acuerdo a Rosenberg (1982).

Conclusiones

El modelo termodinámico de una zona con correlaciones para el proceso de combustión descrito en este trabajo permite calcular la evolución de la presión dentro del cilindro del motor que simula de forma que, esos datos se pueden usar para calcular las

fuerzas que se generarán sobre las partes mecánicas del motor. Las predicciones de potencia y eficiencia obtenidas en este trabajo sirven para realizar el dimensionamiento del motor en función de la potencia requerida. El adelanto de la chispa para maximizar el torque que se calcula en este trabajo es cercano al real aunque un poco menor, por lo cual, este resultado se puede usar para planificar la experimentación. La emisión de NO_x calculada sigue el mismo patrón que la obtenida experimentalmente pero la diferencia en los valores obtenidos sugiere que estos cálculos deben realizarse con ayuda de la cinética química y no bajo la suposición del equilibrio químico. El uso de las relaciones para el proceso de combustión ecs. (16) a (23) permiten realizar las simulaciones teniendo como datos de entrada únicamente a las condiciones geométricas y de operación del motor que se desea simular, sin que sea necesario que el usuario tenga experiencia relacionada con el proceso de combustión en MCIA. Las predicciones podrían mejorar si se utiliza un modelo termodinámico más riguroso que considere la desviación del comportamiento de la mezcla de gases dentro del cilindro con respecto al ideal.

Es necesario realizar más investigaciones que permitan caracterizar el proceso de combustión en función de la forma de la cámara de combustión y el movimiento que se transfiere a los gases que ocupan el cilindro.

Nomenclatura

a	radio del cigüeñal [m], parámetro de completitud [-]
A	área instantánea de transferencia de calor [m^2], cantidad de aire [kg]
c_m	velocidad media del pistón [m/s]
C_1	constante de la ecuación de Woschni
C_2	constante de la ecuación de Woschni
D	diámetro del cilindro [m]
F	cantidad de combustible [kg]
h_c	coeficiente de transferencia de calor [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]
H_C	poder calorífico inferior de un combustible [kJ/kg]
K	constante [-]
l	longitud de la barra conectora [m]
m_c	masa de combustible [kg]
n	número de moles [kmol]
P	presión dentro del cilindro [kPa]
P_{CA}	presión al inicio del proceso de combustión

P_m	presión dentro del cilindro en ausencia de combustión [kPa]
P_0	presión de referencia [kPa]
P_1	presión antes de un proceso [kPa]
P_2	presión después de un proceso [kPa]
R	constante universal de los gases [kJ/kmol K]
\dot{Q}	velocidad de transferencia de calor [W]
Q_R	transferencia de calor por refrigeración
r	relación de compresión [-]
s	distancia del pistón al centro del cigüeñal [m]
\dot{s}	entropía específica molar [kJ/kmol K]
s_0	variación con la temperatura de la entropía específica molar [kJ/kmol K]
t	tiempo [s]
T	temperatura promedio de los gases dentro del cilindro [K]
T_{CA}	temperatura al inicio del proceso de compresión [K]
T_1	temperatura antes de un proceso
T_2	temperatura después de un proceso
T_s	temperatura de la superficie interna del cilindro
T_∞	temperatura de los gases dentro del cilindro
U_1	energía interna antes de un proceso [kJ]
U_2	energía interna después de un proceso [kJ]
V	volumen instantáneo del cilindro [m^3]
V_{CA}	volumen del cilindro al inicio del proceso de compresión [m^3]
V_c	volumen de la cámara de combustión [m^3]
V_1	volumen del cilindro antes de un proceso [m^3]
V_2	volumen del cilindro después de un proceso [m^3]
x_1	relación de compresión estandarizada [-]
x_2	velocidad de giro del cigüeñal estandarizada [-]
x_3	relación de equivalencia estandarizada [-]
x_4	inicio de combustión estandarizado [-]
x_5	contenido estandarizado de CO_2 del biogás [-]
x_q	fracción de calor liberado [-]
X	fracción molar [-]
W	trabajo por ciclo [J]
\dot{W}	potencia [W]
$[\text{N}_2]$	concentración molar de nitrógeno [kmol/m^3]
$[\text{NO}]$	concentración molar de monóxido de nitrógeno [kmol/m^3]
$[\text{O}_2]$	concentración molar de oxígeno [kmol/m^3]

Símbolos griegos

α	exceso de aire [-]
β	moles de CO ₂ [kmol]
$\Delta P_{\Delta V}$	cambio de presión debido al cambio de volumen. [kPa]
ΔP_{TC}	cambio de presión debido a la transferencia de calor [kPa]
ΔP_C	cambio de presión provocado por la combustión [kPa]
$\Delta \theta_C$	duración de la combustión [°]
λ	relación equivalente de combustible - aire
η	eficiencia [-]
θ	posición del cigüeñal [°]
θ_0	inicio de la combustión [°]
ρ	densidad [kg/m ³]
ψ	fracción volumétrica de CO ₂ [-]
ω	velocidad de giro del motor [R.P.M.]

Abreviaturas

GAPMS	grados antes del punto muerto superior
MCIA	motores de combustión interna alternativos
PMS	punto muerto superior
PMI	punto muerto inferior
PPM	partes por millón

Subíndices

1	inicial
2	final
c	cámara de combustión, combustión, combustible
e	estequiométrico
m	media
q	quemada
TC	transferencia de calor
s	superficie
ΔV	cambio de volumen
∞	alejado de la superficie

Referencias

- Bartolo-Pérez P., Becerra-Gutiérrez F., Huerta F., Rangel R. (2006). Análisis de superficies y actividad catalítica de catalizadores de Ni, Co, Ru/WO₃, MoO₃/SiO₂. *Revista Mexicana de Ingeniería Química* 5, 143-146.
- Carrera E. J.L., José M. Riesco A, Simón Martínez M, Fausto A. Sánchez C., Armando Gallegos M. (2013). Numerical study on the combustion process of a biogas spark ignition engine. *Thermal Science* 17, 241-254.
- Collin R. Ferguson (2001). *Internal combustion engines: applied thermosciences*. John Wiley & Sons.
- Gutiérrez-Martínez A., Pérez Hernández R. (2006). Reducción de NO con CO en catalizadores CuO/TiO₂-CeO₂. *Revista Mexicana de Ingeniería Química* 5, 203-209.
- Heywood, J.B. (1988). *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill.
- Houdková L., Borán J., Pecek J., Sumpela P. (2008). Biogas - a renewable source of energy. *Thermal Science* 12, 27-33.
- Jawurek H. H., Lane N. W., Rallis C. J. (1987). Biogas/petrol dual fuelling of SI engine for rural third world use. *Biomass* 13, 87-103
- Jingdang H., Crookes R. (1998). Assessment of simulated biogas as a fuel for the spark ignition engine. *Fuel* 77, 1793-1801.
- Kanaiyalal B. (2006). *Development of a single cylinder SI engine for 100% biogas operation*. Tesis de maestría, Indian Institute of Science.
- Liu, Z. and Karim, G. A. (1997). Simulation of combustion processes in gas-fuelled diesel engines. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 211, 159-169.
- Merker P. G., Schwarz C. Stiesch G., Otto F. (2004). *Simulation of combustion and pollutant formation for engine-development*. Springer Berlin Heidelberg.
- Miyamoto, N., Chikahisa, T., Murayama, T. and Sawyer, R. (1985). Description and analysis of diesel engine rate of combustion and performance using Wiebe's functions. SAE paper 850107.
- Muñoz, M., y Payri, F. (1989). *Motores de Combustión Interna Alternativos*, Sección de Publicaciones de la E.T.S.I.I. Fundación General-UPM.
- Pipatmanomai S., Kaewluan S., Vitidsant T. (2009). Economic assessment of biogas-to-electricity

- generation system with H₂S removal by activated carbon in small pig farm. *Applied Energy* 86, 669-674.
- Porpatham E., Ramesh A., Nagalingam B. (2009). Investigation on the effect of concentration of methane in biogas when used as a fuel for a spark ignition engine. *Fuel* 87, 1651-1659.
- Rakopoulos C., Michos C., (2008). Development and validation of multizone combustion model for performance and nitric oxide formation in syngas fueled spark ignition engine. *Energy conversion and management* 49, 2924-2938.
- Ramos, J.I. (1989). *Internal Combustion Engine Modeling*. Hemisphere Publishing Corporation.
- Rodríguez-Rosales V., Parra-Berumen J., Campos-Trujillo A., De la Peña-Arellano A., J. Rodríguez-Rosales y Valle-Cervantes S. (2006). Modelación atmosférica de la calidad del aire en la ciudad de Chihuahua. *Revista Mexicana de Ingeniería Química* 5, 15-21.
- Rosenberg R. (1982) General friction considerations for engine design SAE paper 821576.
- Rousseau S., B Lemoult and M Tazerout. (1999). Combustion characterization of natural gas in a lean burn spark-ignition engine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D* 213, 481-489.
- Sacramento-Rivero J.C., Romero G., Cortés-Rodríguez E., Blanco-Rosete S. (2010). Diagnóstico del desarrollo de biorrefinerías en México. *Revista Mexicana de Ingeniería Química* 9, 261-283.
- Watson, N., Pilley, A.D., and Marzouk, M. (1980). A Combustion Correlation for Diesel Engine Simulation. SAE-Paper 800029.
- Watts, P. A. and Heywood, J. B. (1980). Simulation studies of the effects of turbocharging and reduced heat transfer on spark ignition engine operation. SAE paper 800289.
- Wiebe, Y. (1956). Habempirische formel für die verbrennungsgeschwindigkeit. Verlag der Akademie der Wissenschaften der VdSSR, Moscow.
- Woschni, G. (1967). A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine. SAE-Paper 670931.
- Zacharias, F. (1967). Analytical representation of the thermodynamic properties of combustion gases. SAE-Paper 670930.