

# Modelado de sistemas de inyección de combustible

Krishna K. Busawon\*  
David A. Díaz Romero\*

## Resumen

*El principal propósito de este artículo es dar a conocer un nuevo modelo para sistemas de inyección de combustible. El modelo incorpora los efectos de intercambio de calor entre mezclas de gas y otras partes físicas del sistema. En este modelo, los múltiplos de admisión y salida son vistos como dos reactores interconectados a través de los cuales fluyen gases a distintas temperaturas.*

*El modelo propuesto puede posteriormente utilizarse para discutir algunos problemas encontrados en el control y estimación de parámetros de los sistemas automotores.*

## 1. INTRODUCCIÓN

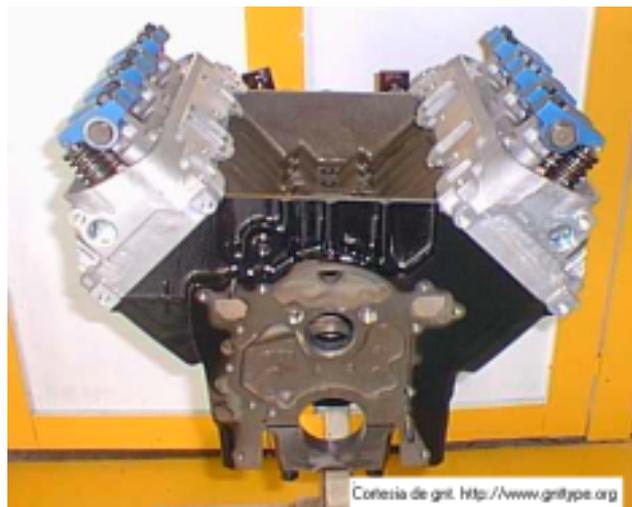
Durante las dos décadas pasadas, el modelado dinámico de motores ha sido objeto de intensa investigación. Esto es debido a varias legislaciones sobre emisión de gases y regulaciones sobre economía de combustibles, lo que ha requerido políticas de control de motores más complejas.

Es bien sabido que la relación Aire/Combustible (A/F por sus siglas en inglés), la ignición y el control de recirculación de gases de combustión, afectan de manera directa las emisiones y la economía de combustible en los automotores, a este respecto, un modelado adecuado de la dinámica del múltiple de admisión es de particular importancia.

Un modelado cuidadoso de la dinámica de los múltiplos que coincida con los diversos fenómenos involucrados dentro de estos, tales como el fenómeno acústico, caracterizado por la geometría de la boquilla y el temporizado de la válvula, normalmente serán dados en términos de parámetros distribuidos de la representación

del sistema. Sin embargo, ésta representación no puede ser utilizada con propósitos de control en tiempo real. Consecuentemente, una búsqueda para modelos simples bajo hipótesis razonables ha sido la labor de varios trabajos (véase <sup>1,2,3,4,5</sup>).

La mayoría de estos trabajos solamente consideran la ecuación de presión-estado en los múltiplos de salida y entrada y minimizan sus cambios de temperatura. Esto es debido a que en general, la transferencia de calor en el múltiple de admisión se considera pequeña para casi todos los modos operativos. Además, los tiempos de cambio de presión relativa en el múltiple son mucho más largos que los tiempos de cambio de temperatura relativa. Sin embargo, en ciertos casos, especialmente durante las condiciones de arranque y cuando la recirculación de gases es considerada, los efectos de temperatura en los múltiplos no son necesariamente despreciables. En este artículo, se dará un modelo global de las temperaturas y presiones en los múltiplos para un sistema de inyección de combustible cuando la recirculación de gases es



\* Doctorado en Ingeniería Eléctrica, Área de Control y Robótica, de la FIME - UANL.

considerada. Los múltiples de admisión y salida son vistos como dos reactores interconectados a través de los cuales fluyen gases a distintas temperaturas. El modelo se obtiene al calcular los balances de masas y energía en los reactores bajo suposiciones usuales de gases ideales y presión-temperatura uniformes. Se muestra que cuando la temperatura del gas de combustión, la temperatura del múltiple y la temperatura ambiente son iguales, la ecuación clásica de presión en los múltiples empleada en varios trabajos (véase <sup>2,3,5</sup>) es obtenida.

Este artículo se estructura de la siguiente manera: En la siguiente sección, se dará un modelo general de ecuaciones de presión y temperatura para los múltiples de admisión y salida. Después algunas simplificaciones son hechas con el propósito de derivar un modelo razonable para control y observación.

## 2. MODELADO DEL MÚLTIPLE DE ADMISIÓN

El propósito de esta sección es dar una relación dinámica de la presión y temperatura de los múltiples de admisión y salida sin considerar

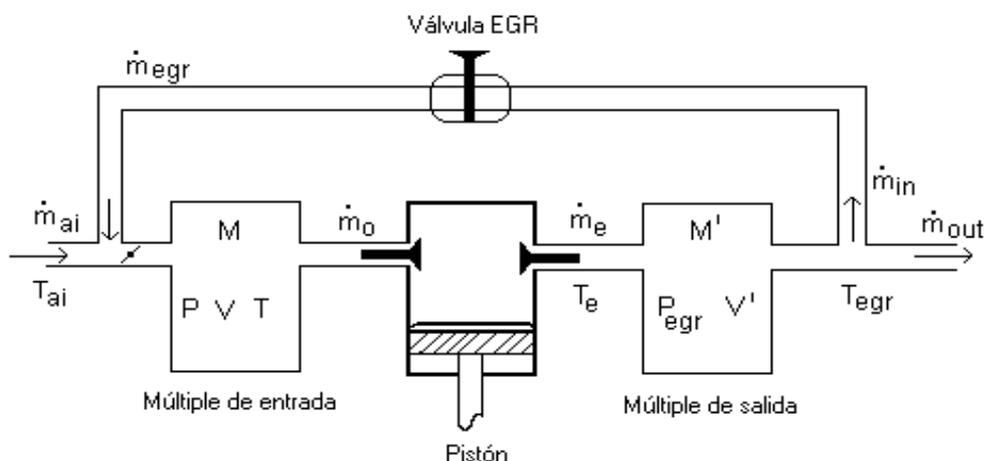
las dinámicas del proceso de combustión dentro de los pistones. Podemos considerar los múltiples de admisión y salida como dos reactores separados en los cuales fluyen gases a distintas temperaturas. El modelo se deriva de la siguiente representación esquemática, en la cual:

$P, T, V$ , representan la presión, temperatura y volumen del múltiple de admisión respectivamente.

$P_{egr}, T_{egr}, V'$ , representan la presión, temperatura y volumen del múltiple de salida.

$M, M'$ , masas de gases en los múltiples de admisión y salida.

- $\dot{m}_{ai}$ , razón de flujo másico de aire ingresando al múltiple de admisión (razón de flujo en la garganta).
- $\dot{m}_o$ , razón de flujo másico de gas abandonando el múltiple de admisión (razón de flujo del motor).
- $\dot{m}_{egr}$ , razón de flujo másico de gas de combustión que entra al múltiple de admisión.
- $\dot{m}_e$ , razón de flujo másico de gas entrando al múltiple de salida.



- $\dot{m}_{in}$ , razón de flujo másico de gas de combustión entrando a la válvula de recirculación(EGR).
- $\dot{m}_{out}$ , razón de flujo másico de gas de combustión abandonando al múltiple de salida.
- $h_{ai}, h_o, h_{egr}, h_e, h_{in}, h_{out}, h', h$ , entalpías asociadas a los respectivos flujos de gases.

### 3. BALANCE DE MASA Y ENERGÍA EN EL MÚLTIPLE DE ADMISIÓN

Balance de energía:

$$\dot{m}_{ai} h_{ai} + \dot{m}_{egr} h_{egr} = \phi_p + \dot{m}_o h_o + \frac{d}{dt}(Mh) \quad (1)$$

Donde  $\phi_p$  representa las pérdidas de calor en las paredes del múltiple de admisión.

Balance de masa:

$$\dot{m}_{ai} + \dot{m}_{egr} = \dot{m}_o + \frac{dM}{dt} \quad (2)$$

Combinando ambas ecuaciones obtenemos:

$$\dot{m}_{ai}(h_{ai} - h) + \dot{m}_{egr}(h_{egr} - h) = \phi_p + \dot{m}_o(h_o - h) + M \frac{dh}{dt}$$

Asumimos lo siguiente:

- Los gases son ideales:  $dh = c_p(T)dt$
- La mezcla es perfecta y uniforme:  
 $h_o = h; h_{out} = h_{in} = h'$ .
- La mezcla tiene un calor específico global  $c_p$  y es independiente de la temperatura.

La combinación de lo asumido en i) y iii) implica que  $dh = c_p dT$ .

Por lo tanto,

$$(h_{ai} - h) = \int_{T_{ai}}^T c_p dT = c_p (T_{ai} - T)$$

y

$$(h_{egr} - h) = c_p (T_{egr} - T).$$

Resultando:

$$\dot{m}_{ai} c_p (T_{ai} - T) + \dot{m}_{egr} c_p (T_{egr} - T) = \phi_p + M c_p \frac{dT}{dt} \quad (3)$$

La función  $\phi_p$  puede ser modelada eventualmente como  $\phi_p = k(T - T_{ai})$ , donde  $k$  es una constante que depende de la conductividad térmica de las paredes del múltiple de admisión.

### 4. BALANCE DE ENERGÍA Y MASA EN EL MÚLTIPLE DE SALIDA

Balance de energía:

$$\dot{m}_e h_e = \dot{m}_{in} h_{in} + \dot{m}_{out} h_{out} + \phi'_p + \frac{d}{dt}(M'h') \quad (4)$$

Donde  $\phi'_p$  representa las pérdidas de calor de las paredes del múltiple de salida hacia el medio exterior.

Balance de masa:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_{in} + \dot{m}_{out} + \frac{dM'}{dt} \quad (5)$$

Combinando las ecuaciones (4) y (5) obtenemos:

$$\dot{m}_e(h_e - h') = \dot{m}_{in}(h_{in} - h') + \dot{m}_{out}(h_{out} - h') + \phi'_p + M' \frac{dh'}{dt}$$

Utilizando las suposiciones citadas obtenemos:

$$(h_e - h') = \int_{T_e}^{T_{egr}} c_p dT = c_p (T_e - T_{egr})$$

Por lo tanto,

$$\dot{m}_e c_p (T_e - T_{egr}) = \phi'_p + M' c_p \frac{dT_{egr}}{dt} \quad (6)$$

Como antes  $\phi'_p$  puede modelarse como  $\phi'_p = k'(T_{egr} - T_{ai})$ , donde  $k'$  depende de la conductividad térmica de las paredes del múltiple de salida.

### 5. UN MODELO SIMPLIFICADO PARA CONTROL

En esta sección utilizaremos las anteriores ecuaciones para derivar un modelo con propósitos de control y observación, haciendo unas cuantas hipótesis más. Estas hipótesis son motivadas por realidades prácticas.

Por lo asumido en (i),  $PV = MrT$ , donde  $r$  es la constante del gas. Por lo tanto,

$$\begin{aligned} \frac{dP}{dt} &= \frac{Mr}{V} \frac{dT}{dt} + \frac{rT}{V} \frac{dM}{dt} \\ &= \frac{r}{V} \left( \dot{m}_{ai}(T_{ai} - T) + \dot{m}_{egr}(T_{egr} - T) - \frac{\phi_p}{c_p} \right) + \frac{rT}{V} (\dot{m}_{ai} + \dot{m}_{egr} - \dot{m}_o) \end{aligned} \quad (7)$$

De una manera similar,  $P_{egr} V' = M' r T_{egr}$  y

$$\begin{aligned} \frac{dP_{egr}}{dt} &= \frac{M' r}{V'} \frac{dT_{egr}}{dt} + \frac{r T_{egr}}{V'} \frac{dM'}{dt} \\ &= \frac{r}{V'} \left( \dot{m}_e (T_e - T_{egr}) - \frac{\phi'_p}{c_p} \right) + \frac{r T_{egr}}{V'} (\dot{m}_e - \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}) \end{aligned} \quad (8)$$

También tenemos:

$$\frac{dT_{egr}}{dt} = \frac{\dot{m}_e (T_e - T_{egr})}{M'} - \frac{\phi'_p}{M' c_p} \quad (9)$$

y,

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\dot{m}_{ai}(T_{ai} - T)}{M} + \frac{\dot{m}_{egr}(T_{egr} - T)}{M} - \frac{\phi_p}{M c_p} \quad (10)$$

En suma tenemos:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{dP}{dt} &= \frac{r}{V} \left( \dot{m}_{ai} T_{ai} + \dot{m}_{egr} T_{egr} - \dot{m}_o T - \frac{\phi_p}{c_p} \right) \\ \frac{dP_{egr}}{dt} &= \frac{r}{V'} \left( \dot{m}_e T_e - T_{egr} \dot{m}_{in} - T_{egr} \dot{m}_{out} - \frac{\phi'_p}{c_p} \right) \\ \frac{dT_{egr}}{dt} &= \frac{\dot{m}_e (T_e - T_{egr})}{M'} - \frac{\phi'_p}{M' c_p} \\ \frac{dT}{dt} &= \frac{\dot{m}_{ai}(T_{ai} - T)}{M} + \frac{\dot{m}_{egr}(T_{egr} - T)}{M} - \frac{\phi_p}{M c_p} \end{aligned} \right.$$

Ahora, si asumimos que:

iv) Las pérdidas de calor a través de las paredes es despreciable, de manera que  $\phi'_p = \phi_p = 0$ .

v) La temperatura de la mezcla de gases que abandona los pistones es igual a la temperatura del gas de escape, i.e.  $T_e = T_{egr}$ .

Entonces obtenemos:

$$\frac{dP}{dt} = \frac{r}{V} \left( \dot{m}_{ai} T_{ai} + \dot{m}_{egr} T_{egr} - \dot{m}_o T \right) \quad (11)$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{rT \dot{m}_{ai} (T_{ai} - T)}{PV} + \frac{rT \dot{m}_{egr} (T_{egr} - T)}{PV} \quad (12)$$

$$\frac{dP_{egr}}{dt} = \frac{rT_{egr}}{V'} \left( \dot{m}_e - \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} \right) \quad (13)$$

$$\frac{dT_{egr}}{dt} = 0 \quad (14)$$

#### NOTAS:

- 1) Lo asumido en iv) y v) tiene un motivo práctico. De hecho, si el valor medio de  $c_p$ , de la mezcla de gases y la conductividad térmica son conocidas, se puede lograr un modelo más exacto. También es interesante notar que el proceso de combustión es tomado en cuenta en el modelo por medio de la temperatura  $T_e$ . Por lo tanto la exactitud del modelo puede ser mejorada midiendo la temperatura  $T_e$ , pero esto implica la utilización de otro sensor. Esto es básicamente una restricción a lo asumido en v).
- 2) Es claro que cuando  $T_{ai} = T = T_{egr}$ , obtenemos la ecuación clásica de presión en los múltiplos, utilizada en varios trabajos (véase eg<sup>2,3,4,5</sup>). Es bien sabido que en la operación en condiciones de reposo, la recirculación de gases no se considera. En

este caso, un análisis más cercano de la ecuación (12) muestra que la temperatura del múltiple tiende a la temperatura ambiente en condiciones de estado estacionario. En tal caso la hipótesis de que la temperatura es uniforme a través de todo el motor es muy razonable. Sin embargo, cuando la recirculación de gases es considerada, esta última suposición no será necesariamente verdadera.

#### AGRADECIMIENTOS

Agradecemos al Profesor Christian Jallut del departamento de Control Automático de la Universidad Claude Bernard Lyon I por la gran cantidad de charlas muy útiles e interesantes al respecto.

#### REFERENCIAS

1. Chaumerliac, V., Bidan, P., and Boverie, S., "Control-oriented spark engine model", Control Eng. Practice, No. 3, pp. 381-387, 1994.
2. Crossley, P.R., and Cook, J. A., "A nonlinear engine model for drivetrain system development," IEEE International Conference "Control 91", Conference publication No. 332, Vol. 2, Edinburgh, U.K., 1991.
3. Dobner, D. J., "An engine model for dynamic engine control development", ASME Paper No. WA-11:15, 1986.
4. Hendricks, E. and Sorenson, S. C., "Mean value modeling of Spark Ignition Engines", SAE Technical Paper No. 900616, 1990.
5. Powell B.K. "A dynamic model for automotive engine control analysis", Proc. of the 18th IEEE CDC, Florida, 1979.