

# Control de velocidad de un motor diésel turbocargado\*

José Luis Mendoza-Soto<sup>†</sup> y Luis Alvarez-Icaza<sup>‡</sup>  
Instituto de Ingeniería  
Universidad Nacional Autónoma de México  
04510 Coyoacán DF, México

**Resumen**—La mayoría de controladores para el sistema turbocompresor se diseñan para trabajar en un punto de operación fijo. En este artículo se propone un controlador basado en linealización entrada-estado que controla la velocidad de un motor diésel por medio del flujo de combustible para pares de carga variables. La velocidad y el par de carga dependen del seguimiento de un ciclo de manejo. Al mismo tiempo, se controlan la alimentación de flujo de aire y la fracción de gases de escape recirculados con lo que se puede incrementar la potencia del motor diésel y reducir las emisiones de óxidos de nitrógeno.

## I. INTRODUCCIÓN

Las emisiones contaminantes debidas al consumo de combustibles para transporte se ha convertido en un problema que contribuye al cambio climático y afecta la salud de las personas. Además, los combustibles fósiles como el petróleo incrementan sus precios cada vez más, lo que obliga a hacer más eficiente su uso. Actualmente se ha visto un aumento considerable de vehículos que utilizan motores de combustión interna diésel, los cuales son más eficientes que los vehículos que usan gasolina.

En motores diésel la ignición por compresión significa una ventaja sobre los motores a gasolina con ignición por chispa en cuanto a consumo de combustible. Además, los motores diésel tienen bajas emisiones de gases de escape regulados en las normas ambientales. La tecnología de motores diésel ha tenido enormes avances en el área de materiales, equipamiento de inyección y tratamiento de los gases de escape. Un problema particular de los motores diésel son los altos niveles de óxidos de nitrógeno ( $NO_x$ ) emitidos en los gases de escape. Una manera de reducir la formación de  $NO_x$  durante la combustión es recircular los gases de escape a través una válvula de recirculación de gases ( $F_{GER}$ ) hacia el múltiple de entrada. La presencia de gases inertes de escape en el cilindro reduce los picos de temperatura de combustión y reduce la formación de  $NO_x$ . La fracción de  $F_{GER}$  recirculada dentro del múltiple de entrada debe ser programada dependiendo de la condición de operación, debido a que un alto nivel de  $F_{GER}$  reduce la cantidad de aire fresco y no puede ser mantenido en demandas altas de par.

Para mejorar la densidad de potencia, un motor diésel puede equiparse con un turbocargador que consiste en una turbina y un compresor acoplados en la misma flecha. Una porción de la energía del gas de escape se transfiere por medio de la turbina hacia el compresor para incrementar la presión en el múltiple de entrada. El diseño de un turbocargador convencional tiene que mantener un equilibrio entre la respuesta transitoria rápida en bajas velocidades del motor y una potencia alta de salida del motor sin pasar los límites de velocidad de la turbina en altas velocidades del motor. Esta compensación puede aliviarse empleando un turbocompresor de geometría variable (TGV) para controlar la cantidad de gas de escape que fluye a través de la turbina y la potencia que la turbina transmite por medio de un actuador que ajusta el ángulo de las aspas colocadas a la entrada de la turbina para restringir el flujo de gas de escape que entra a la turbina.

Los sistemas TGV permiten la aplicación del sistema de recirculación de gases de escape con el fin de cumplir con los estándares de emisiones contaminantes. Esto es debido al hecho que los sistemas TGV tienen el potencial para proporcionar un control preciso de la diferencia de presiones en el motor, así como una respuesta muy rápida durante los transitorios del motor.

Para motores diésel equipados con actuadores  $F_{GER}$  y TGV, el objetivo de diseño es proporcionar la cantidad de aire y fracción de  $F_{GER}$  apropiados para una condición de operación dada (la velocidad del motor y el flujo de combustible demandado por el conductor). Además, el sistema tiene que proporcionar incrementos rápidos de aire de entrada cuando el conductor lo requiera para permitir aumentos rápidos del flujo de combustible y por consiguiente del par del motor.

Un esquema del motor diésel con un turbocargador y recirculación de gases de escape  $F_{GER}$  se muestra en la Fig. 1.

La naturaleza multivariable, no lineal del sistema y un doble objetivo de control hace del diseño del control un problema complicado. Una buena solución debe proporcionar un controlador que no use muchos recursos de la unidad de control y sea fácil de implementar.

Se han desarrollado controladores para regular el sistema de aire del motor diésel de manera separada del control de velocidad por medio de un sistema turbocompresor por

\*Trabajo realizado bajo el patrocinio de los proyectos UNAM-PAPIIT IN108010 y CONACYT 103640.

<sup>†</sup>Estudiante de posgrado, eemsj03@yahoo.com.mx

<sup>‡</sup>Investigador, alvar@pumas.iingen.unam.mx, Corresponsal.

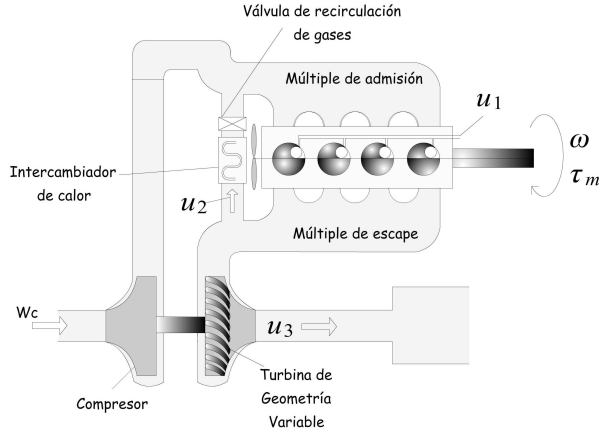


Figura 1. Esquema de un motor diésel turbocargado

diferentes técnicas. En (Jankovic y Kolmanovsky, 2000) se emplea linealización entrada-salida para diseñar una función de Lyapunov para el diseño de un controlador no lineal. En (Nieuwstadt, 2000) se presenta el diseño y evaluación de controladores PI descentralizados con la estimación de variables como la presión. En (Larsen y Kokotovic, 2000) se utiliza una metodología de pasivación indirecta utilizando un par entrada-salida para estabilizar la dinámica cero del sistema y por medio de otro par entrada salida hacer factible una pasivación. En (Devesh y Giorgio, 2002) se diseña un controlador usando técnicas basadas en modos deslizantes para el control de la inyección de aire. En (Song y Grigoriadis, 2003) se utiliza un modelo de parámetros lineales variantes (PVL) para garantizar la estabilidad y optimizar el sistema utilizando desigualdades matriciales (LMI's). En (Ayadi y Houcine, 2004) se linealiza el modelo del turbocompresor alrededor de un punto de operación y se obtiene un controlador basado en la propiedad de plitud de la salida. En (Ortner y del Re, 2007) se utilizó control predictivo para optimizar el sistema de aire del motor. En (Plianos y Chafouk, 2007) se diseña un controlador por medio de linealización por realimentación de estados con un buen rendimiento sin dinámica cero que asegura estabilidad global y seguimiento de las referencias.

En cuanto al control de velocidad del motor diésel por medio del flujo de combustible en (Outbib y Ouladsine, 2002) se presenta un modelo matemático con el que se propone un método no lineal para diseñar un controlador para una clase de sistemas no lineales, mientras que en otros casos se obtiene el consumo de combustible a través de mapas estáticos.

En este artículo se introduce el acoplamiento de la dinámica del turbocompresor para complementar el funcionamiento del modelo del motor diésel planteado en (Outbib y Ouladsine, 2002). Se obtiene un controlador por medio linealización entrada-estado aumentando el modelo de orden cuatro a un modelo de orden seis, con lo que se consigue controlar de manera simultánea la velocidad del motor por medio del flujo de combustible para un par de

carga variante al mismo tiempo que se controla el sistema de aire del motor diésel. De esta manera es posible programar el flujo de aire que se alimenta a los cilindros y la fracción de gases de escape que se recircula al múltiple de entrada durante el ciclo de manejo con lo que se aumenta la potencia y se reducen las emisiones de  $NO_x$ .

## II. LINEALIZACIÓN POR REALIMENTACIÓN DE ESTADO

La técnica de linealización por realimentación de estado requiere conocer el vector de estado  $x$  y el vector  $p$  con el fin de transformar un sistema de control no lineal MIMO ( $x \in \mathbb{R}^n$ ,  $u \in \mathbb{R}^m$ ,  $p \in \mathbb{R}^q$ ):

$$\begin{aligned} \dot{x} &= f(x, p) + G(x, p) u(t) \\ f(x_e, p) &= 0 \quad \forall p \in \mathbb{R}^q \end{aligned} \quad (1)$$

en un sistema lineal controlable ( $z \in \mathbb{R}^n$ ,  $v \in \mathbb{R}^q$ ):

$$\dot{z} = Az + Bv \quad (2)$$

por medio de una realimentación no lineal de estado:

$$u = \alpha(x, p) + \beta(x, p)v, \quad \alpha(x_e, p) = 0 \quad (3)$$

con  $\beta(x, p)$  una matriz de  $m \times m$  no singular  $\forall p \in \mathbb{R}^q$  y un cambio de coordenadas

$$z = \phi(x, p), \quad \phi(x_e, p) = 0, \quad \forall p \in \mathbb{R}^q \quad (4)$$

en donde se pueden aplicar técnicas de control lineal.

## III. MODELO DEL MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA DIÉSEL

El modelo matemático utilizado es una combinación de un modelo de tercer orden de un turbocompresor (Jankovic y Kolmanovsky, 2000) y de la dinámica de velocidad del motor de combustión interna tomada de (Outbib y Ouladsine, 2002). El modelo resultante de cuarto orden es:

$$\begin{aligned} \dot{\omega} &= \alpha_1 \frac{u_1}{\omega} + \alpha_2 \frac{p_1^2 \omega}{u_1} + \alpha_3 p_1 - \alpha_4 \tau_m \\ \dot{p}_1 &= k_1 (W_c + u_2 - k_e \omega p_1) \\ \dot{p}_2 &= k_2 (k_e \omega p_1 + u_1 - u_2 - u_3) \\ \dot{P}_c &= \frac{1}{\tau} (-P_c + \eta_m k_t (1 - p_2^{-\mu}) u_3) \end{aligned} \quad (5)$$

$$W_c = k_c \frac{P_c}{p_1^\mu - 1} \quad (6)$$

donde  $\omega$  es la velocidad del motor de combustión interna,  $p_1$  y  $p_2$  son las presiones en los múltiples de admisión y de escape respectivamente y  $P_c$  es la potencia del compresor. Las variables de control  $u_1$ ,  $u_2$  y  $u_3$  representan el flujo de combustible, el flujo de gases recirculados y el flujo de gas a través de la turbina respectivamente. El resto de los parámetros se agrupa como sigue:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= \frac{p_{th} \alpha_\lambda}{J}; & \alpha_4 &= \frac{1}{J}; & k_e &= \frac{n V_d}{T_1 4 \pi r}; \\ \alpha_2 &= \frac{p_{th} c_\lambda V_{cy}^2 n^2 \eta_v^2}{16 J r^2 T_1^2 \pi^2}; & k_1 &= \frac{R T_1}{V_1}; & k_2 &= \frac{R T_2}{V_2}; \\ \alpha_3 &= \frac{p_{th} b_\lambda V_{cy} n \eta_v}{4 J r T_1 \pi}; & k_c &= \frac{\eta_c}{T_a c_p}; & k_t &= \eta_t c_p T_2; \end{aligned} \quad (7)$$

La eficiencia de conversión  $\eta_i$  de la energía del diésel a energía mecánica en términos está en términos de la relación estequiométrica aire-combustible:

$$\eta_i = a_\lambda + b_\lambda R_{AC} + c_\lambda R_{AC}^2 \quad (8)$$

donde  $R_{AC}$  es la relación aire combustible definida como:

$$R_{AC} = \frac{W_c}{u_1} \quad (9)$$

con  $a_\lambda > 0$ ,  $b_\lambda > 0$  y  $c_\lambda < 0$ .

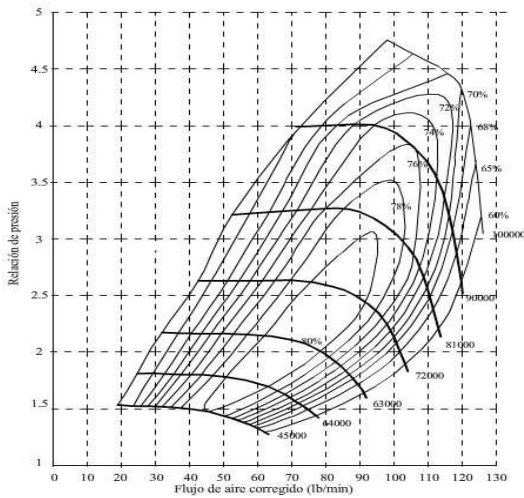


Figura 2. Mapa de eficiencia de un turbocompresor

Se requiere mantener el turbocompresor operando en una buena eficiencia, por lo que para el mapa de eficiencia mostrado en la Fig. 2 se pueden seleccionar relaciones de presiones para hacer operar el motor en eficiencia máxima. La relación de presiones  $P_r$  está dada por:

$$P_r = \frac{p_s + p_a}{p_a} \quad (10)$$

donde  $p_s$  es la presión de sobrealimentación y  $p_a$  la presión atmosférica. Los puntos de operación deseados son:

$$\bar{\omega} = \frac{k_e^2 (\bar{u}_1^2 \alpha_1) + \alpha_2 (\bar{W}_c + \bar{u}_2)^2 + \alpha_3 k_e \bar{u}_1 (\bar{W}_c + \bar{u}_2)}{\alpha_4 \bar{\tau}_m k_e^2 \bar{u}_1} \quad (11)$$

$$\bar{p}_1 = \frac{\alpha_4 \bar{\tau}_m k_e \bar{u}_1 (\bar{W}_c + \bar{u}_2)}{k_e^2 (\bar{u}_1^2 \alpha_1) + \alpha_2 (\bar{W}_c + \bar{u}_2)^2 + \alpha_3 k_e \bar{u}_1 (\bar{W}_c + \bar{u}_2)} \quad (12)$$

$$\bar{p}_2 = \left( 1 - \frac{\bar{W}_c}{k_c \eta_m k_t \bar{u}_3} (\psi^\mu - 1) \right)^{-\frac{1}{\mu}} \quad (13)$$

$$\bar{P}_c = \frac{\bar{W}_c}{k_c} (\psi^\mu - 1) \quad (14)$$

$$\psi = \left( \frac{\alpha_4 \bar{\tau}_m k_e \bar{u}_1 (\bar{W}_c + \bar{u}_2)}{k_e^2 (\bar{u}_1^2 \alpha_1) + \alpha_2 (\bar{W}_c + \bar{u}_2)^2 + \alpha_3 k_e \bar{u}_1 (\bar{W}_c + \bar{u}_2)} \right) \quad (15)$$

El flujo del compresor  $\bar{W}_c$  deseado se puede calcular con la expresión (16) en términos de  $\bar{R}_{AC}$ ,  $\bar{F}_{GER}$  y  $\bar{u}_1$ .

$$\bar{W}_c = \frac{\bar{u}_1}{2} (\bar{R}_{AC} (1 - \bar{F}_{GER}) + 15,6 \bar{F}_{GER} - 1) + ((\bar{R}_{AC} (1 - \bar{F}_{GER}) + 15,6 \bar{F}_{GER} - 1)^2 + 4 (1 - \bar{F}_{GER}) \bar{R}_{AC})^{\frac{1}{2}} \quad (16)$$

donde  $\bar{F}_{GER}$  es la fracción deseada de gases recirculados. El flujo de gas recirculado  $\bar{u}_2$  deseado está definido como:

$$\bar{u}_2 = \frac{\bar{F}_{GER}}{1 - \bar{F}_{GER}} \bar{W}_c \quad (17)$$

El flujo deseado de la turbina  $\bar{u}_3$  está dado por:

$$\bar{u}_3 = \bar{W}_c + \bar{u}_1 \quad (18)$$

#### IV. DINÁMICA LONGITUDINAL DEL VEHÍCULO

Para determinar el par de carga que debe vencer el motor diésel se utiliza la ecuación dinámica (19) tomada de (Guzzella y Sciarreta, 2005):

$$m \frac{d}{dt} v(t) = F_t(t) - (F_a(t) + F_{rod}(t) + F_g(t) + F_d(t)) \quad (19)$$

donde  $F_a(t)$  es la fuerza de fricción aerodinámica,  $F_{rod}(t)$  es la fuerza de fricción de rodamiento,  $F_g(t)$  es la fuerza de gravedad cuando se maneja en una superficie inclinada,  $F_d(t)$  es la fuerza debida a todos los efectos no especificados y  $F_t(t)$  es la fuerza de tracción efectiva generada.

#### V. FORMULACIÓN DEL CONTROL

Para utilizar la linealización entrada-estado se requiere tener sistemas de orden  $n$  con grado relativo igual al orden del sistema, por lo que el sistema (5) se aumenta dos órdenes y se definen nuevas variables de control:  $\dot{u}_1 = w_1$  y  $\dot{u}_3 = w_3$  y tomando como variables de salida  $y = [\omega \quad p_1 + (k_1/k_2)p_2 \quad P_c]^T$  se obtienen tres pares entrada-salida de grado relativo dos que son linealizables de manera exacta.

$$\dot{\omega} = \alpha_1 \frac{u_1}{\omega} + \alpha_2 \frac{p_1^2 \omega}{u_1} + \alpha_3 p_1 - \alpha_4 \tau_m$$

$$\dot{u}_1 = w_1$$

$$\dot{p}_1 = k_1 (W_c + u_2 - k_e \omega p_1)$$

$$\dot{p}_2 = k_2 (k_e \omega p_1 + u_1 - u_2 - u_3)$$

$$\dot{P}_c = \frac{1}{\tau} (-P_c + \eta_m k_t (1 - p_2^{-\mu}) u_3)$$

$$\dot{u}_3 = w_3 \quad (20)$$

El sistema (20) puede representarse como:

$$\dot{x} = f(x) + g_1(x) w_1 + g_2(x) u_2 + g_3(x) w_3 \quad (21)$$

La notación para la derivada direccional de Lie en función del estado  $\phi(x) : \mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}$  a lo largo de un campo vectorial  $f(x) = (f_1(x), \dots, f_n(x))$  es:

$$L_f \phi = \sum_{i=1}^n \frac{\partial \phi}{\partial x_i} f_i(x) \quad (22)$$

De manera iterativa se define como:  $L_f^i \phi = L_f (L_f^{(i-1)} \phi)$  con:  
Las salidas a ser controladas son:

$$\phi_1(x) = \omega \quad (23)$$

$$\phi_2(x) = p_1 + \frac{k_1}{k_2} p_2 \quad (24)$$

$$\phi_3(x) = P_c \quad (25)$$

de donde se obtiene la transformación:

$$z_1 = \phi_1(x) = \omega \quad (26)$$

$$z_2 = L_f \phi_1(x) = \alpha_1 \frac{u_1}{\omega} + \alpha_2 \frac{p_1^2 \omega}{u_1} + \alpha_3 p_1 - \alpha_4 \tau_m \quad (27)$$

$$z_3 = \phi_2(x) = p_1 + \frac{k_1}{k_2} p_2 \quad (28)$$

$$z_4 = L_f \phi_2(x) = k_1 k_c \frac{P_c}{p_1^\mu - 1} + k_1 u_1 - k_1 u_3 \quad (29)$$

$$z_5 = \phi_1(x) = P_c \quad (30)$$

$$z_6 = L_f \phi_3(x) = \frac{1}{\tau} (-P_c + \eta_m k_t (1 - p_2^{-\mu}) u_3) \quad (31)$$

que es una transformación válida para:

$$\Omega = \{x \in \mathbb{R}^6 : \omega > 0, p_1 > 1, p_2 > 1, P_c > 0\} \quad (32)$$

La dinámica del sistema con parámetros nominales es:

$$\dot{z}_1 = z_2 \quad (33)$$

$$\dot{z}_2 = L_f^2 \phi_1 + L_{g_1} L_f \phi_1 w_1 + L_{g_2} L_f \phi_1 u_2 + L_{g_3} L_f \phi_1 w_3 \quad (34)$$

$$\dot{z}_3 = z_4 \quad (35)$$

$$\dot{z}_4 = L_f^2 \phi_2 + L_{g_1} L_f \phi_2 w_1 + L_{g_2} L_f \phi_2 u_2 + L_{g_3} L_f \phi_2 w_3 \quad (36)$$

$$\dot{z}_5 = z_6 \quad (37)$$

$$\dot{z}_6 = L_f^2 \phi_3 + L_{g_1} L_f \phi_3 w_1 + L_{g_2} L_f \phi_3 u_2 + L_{g_3} L_f \phi_3 w_3 \quad (38)$$

Que se puede expresar como:

$$\begin{bmatrix} \dot{z}_1 \\ \dot{z}_2 \\ \dot{z}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L_f^2 \phi_1 \\ L_f^2 \phi_2 \\ L_f^2 \phi_3 \end{bmatrix} + \delta(x) \begin{bmatrix} w_1 \\ w_2 \\ w_3 \end{bmatrix} \quad (39)$$

Donde las derivadas  $\delta(x)$  están dadas por:

$$\delta(x) = \begin{bmatrix} L_{g_1} L_f \phi_1 & L_{g_2} L_f \phi_1 & L_{g_3} L_f \phi_1 \\ L_{g_1} L_f \phi_2 & L_{g_2} L_f \phi_2 & L_{g_3} L_f \phi_2 \\ L_{g_1} L_f \phi_3 & L_{g_2} L_f \phi_3 & L_{g_3} L_f \phi_3 \end{bmatrix} \quad (40)$$

$$L_{g_1} L_f \phi_1 = \frac{\alpha_1 u_1^2 - \omega^2 \alpha_2 p_1^2}{\omega u_1^2}$$

$$L_{g_2} L_f \phi_1 = \frac{k_1 \alpha_3 u_1 + 2k_1 \alpha_2 \omega p_1}{u_1}$$

$$L_{g_3} L_f \phi_1 = 0$$

$$L_{g_1} L_f \phi_2 = k_1$$

$$L_{g_2} L_f \phi_2 = -p_1^{\mu-1} \frac{P_c \mu k_1^2 k_c}{(p_1^\mu - 1)^2}$$

$$L_{g_3} L_f \phi_2 = -k_1$$

$$L_{g_1} L_f \phi_3 = 0$$

$$L_{g_2} L_f \phi_3 = -\frac{\mu k_t k_2 \eta_m}{\tau p_2^{\mu+1}} u_3$$

$$L_{g_3} L_f \phi_3 = -\frac{\eta_m k_t}{\tau} \left( \frac{1}{p_2^\mu} - 1 \right) \quad (41)$$

y:

$$L_f^2 \phi_1 = \left( \frac{k_1 \alpha_3 u_1 + 2k_1 \alpha_2 \omega p_1}{u_1} \right) \left( \frac{k_c P_c}{p_1^\mu - 1} - k_e \omega p_1 \right) + \left( \frac{\alpha_2 p_1^2}{u_1} - \frac{\alpha_1 u_1}{\omega^2} \right) \left( \frac{\alpha_1 u_1}{\omega} + \frac{\alpha_2 p_1^2 \omega}{u_1} + \alpha_3 p_1 - \alpha_4 \tau_m \right)$$

$$L_f^2 \phi_2 = -p_1^{\mu-1} P_c \frac{\mu k_1^2 k_c}{(p_1^\mu - 1)^2} \left( k_c \frac{P_c}{p_1^\mu - 1} - k_e \omega p_1 \right) + \frac{k_1 k_c}{\tau (p_1^\mu - 1)} (-P_c + \eta_m k_t (1 - p_2^{-\mu}) u_3)$$

$$L_f^2 \phi_3 = \frac{\mu k_t k_2 \eta_m}{\tau p_2^{\mu+1}} u_3 (k_e \omega p_1 + u_1 - u_3) - \frac{1}{\tau^2} (-P_c + \eta_m k_t (1 - p_2^{-\mu}) u_3) \quad (42)$$

La linealización entrada-estado es:

$$\begin{bmatrix} w_1 \\ w_2 \\ w_3 \end{bmatrix} = \delta^{-1}(x) \left[ \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \\ v_3 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} L_f^2 \phi_1 \\ L_f^2 \phi_2 \\ L_f^2 \phi_3 \end{bmatrix} \right] \quad (43)$$

Donde el nuevo vector de entradas de control es:  $\mathbf{v} = [v_1 \ v_2 \ v_3]^T$ , y el sistema dinámico resultante es:

$$\dot{z}_1 = z_2$$

$$\dot{z}_2 = v_1$$

$$\dot{z}_3 = z_4$$

$$\dot{z}_4 = v_2$$

$$\dot{z}_5 = z_6$$

$$\dot{z}_6 = v_3 \quad (44)$$

las señales de referencia generadas a partir de las Ecs. (11)-(15) son:

$$\bar{\phi}_1(x) = \bar{\omega} \quad (45)$$

$$\bar{\phi}_2(x) = \bar{p}_1 + \frac{k_1}{k_2} \bar{p}_2 \quad (46)$$

$$\bar{\phi}_3(x) = \bar{P}_c \quad (47)$$

y las señales de control del sistema (44) pueden diseñarse como:

$$v_1 = k_{11} (\phi_1 - \bar{\phi}_1) + k_{12} (\dot{\phi}_1 - \dot{\bar{\phi}}_1) + \ddot{\phi}_1$$

$$v_2 = k_{21} (\phi_2 - \bar{\phi}_2) + k_{22} (\dot{\phi}_2 - \dot{\bar{\phi}}_2) + \ddot{\phi}_2$$

$$v_3 = k_{31} (\phi_3 - \bar{\phi}_3) + k_{32} (\dot{\phi}_3 - \dot{\bar{\phi}}_3) + \ddot{\phi}_3$$

con las constantes  $k_{11}$ ,  $k_{12}$ ,  $k_{21}$ ,  $k_{22}$ ,  $k_{31}$ ,  $k_{32}$ , diseñadas de forma que la dinámica de los errores sea asintóticamente estable.

## VI. SIMULACIONES

Para mostrar el funcionamiento del controlador con el motor diésel se utilizó un ciclo de manejo desarrollado para la ciudad de México (SMADF, 2007) con un par de carga generado a partir de la Ec. (19). En la Fig. 3 puede apreciarse el seguimiento del ciclo de manejo y el error de seguimiento de velocidad, donde existen pequeños errores de seguimiento debidos a los cambios de la carga del motor. En las Figs. 4, 5 y 7 se muestra el seguimiento de las referencias deseadas para la presión en el múltiple de admisión, múltiple de escape y la potencia del compresor generados a partir de la operación determinada por la fracción de gases recirculados y la relación aire-combustible deseados. En la Fig. 6 se muestra el consumo de combustible que

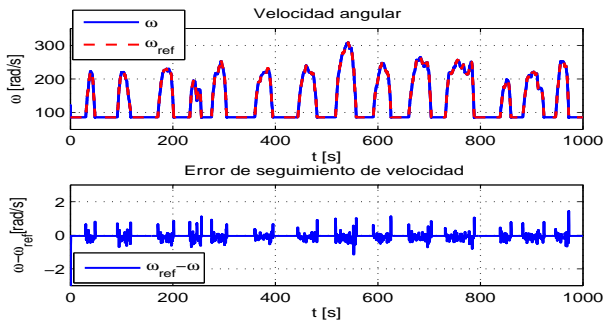


Figura 3. Seguimiento de velocidad

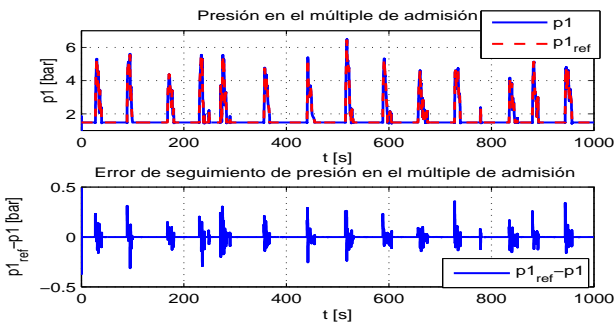


Figura 4. Presión en el múltiple de entrada

se usa como entrada de control para regular la velocidad del motor. En la Fig. 8 se muestra la regulación de la relación aire-combustible para diferentes fracciones de

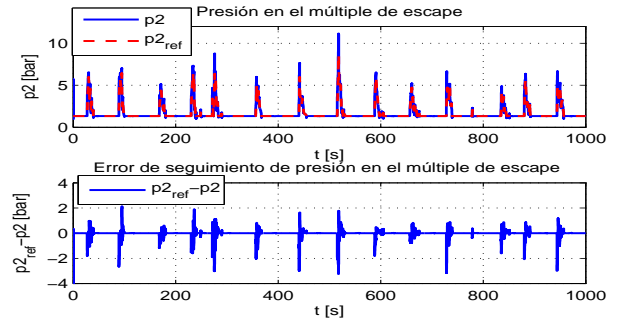


Figura 5. Presión en el múltiple de escape

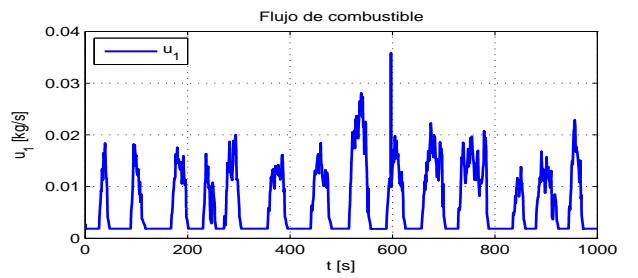


Figura 6. Flujo de combustible

gases de escape recirculados. Como es de esperarse, la relación aire-combustible disminuye al mezclar gases de escape con aire fresco en el múltiple de entrada, lo cual puede ser programado a lo largo del ciclo para disminuir las emisiones contaminantes cuando no se requiere alta potencia. Los transitorios de la gráfica se deben a los cambios de repentinos de par de carga y velocidad que el controlador mantiene cerca del valor deseado. En las Figs. 9, 10 y 11 se muestra la variación en el flujo de aire inyectado por el compresor al múltiple de entrada, el flujo de gases de escape recirculados y el flujo de gases en la turbina para diferentes fracciones de gases de escape recirculados.

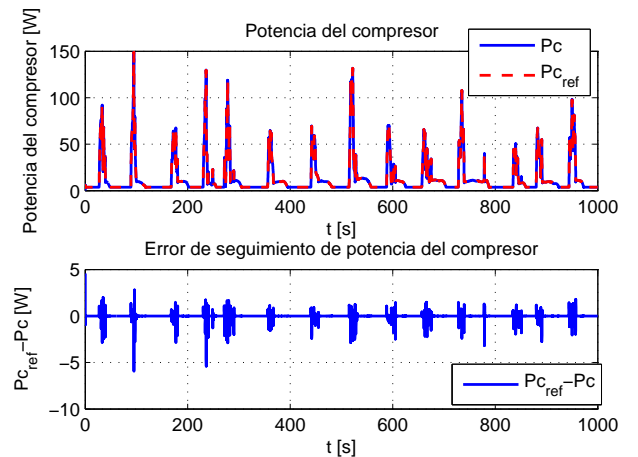


Figura 7. Potencia del compresor

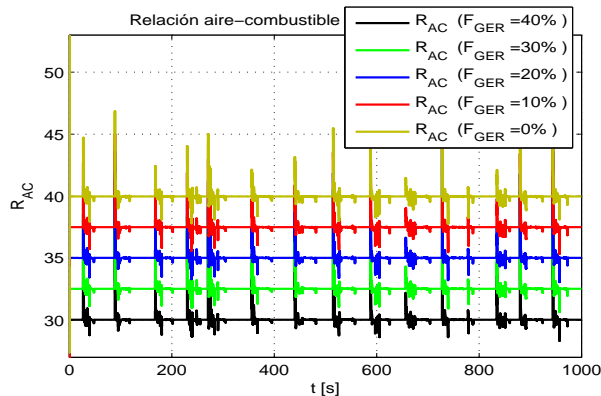


Figura 8. Relación aire-combustible

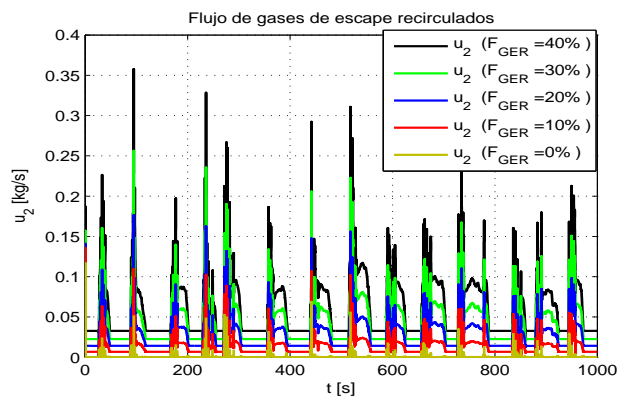


Figura 10. Flujo de gases de escape recirculados

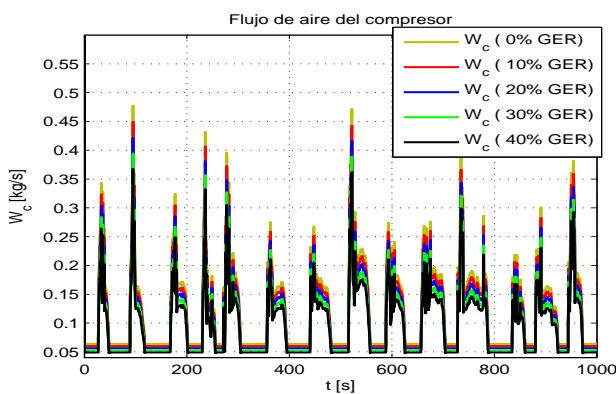


Figura 9. Flujo de aire en el compresor

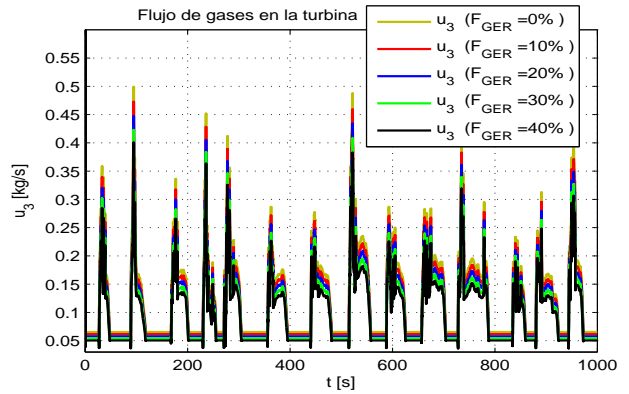


Figura 11. Flujo de gases en la turbina

## VII. CONCLUSIÓN

En este artículo se realizó la integración de los modelos dinámicos no lineales de un motor de combustión interna diésel y un turbocompresor de geometría variable con recirculación de gases. Se consiguió controlar el sistema integrado para realizar el seguimiento de velocidad de un ciclo de manejo con pares de carga variables, además de controlar la relación aire combustible y la fracción de gases de escape recirculados. Con este puede aumentarse la potencia del motor o disminuir sus emisiones contaminantes, a conveniencia a lo largo del ciclo de manejo, al aumentar o disminuir la relación aire-combustible y la fracción de gases de escape recirculados al múltiple de entrada y satisfacer al mismo tiempo los requerimientos de potencia dados por el ciclo de manejo. El controlador realizado con la técnica de linealización exacta tiene un buen desempeño como se ha mostrado en las simulaciones. La estructura utilizada en este artículo está siendo utilizada en un esquema de optimización de consumo de combustible para un vehículo híbrido.

## REFERENCIAS

Ayadi, Mounir. Langlois, Nicolas y Chafouk Houcine (2004). Polynomial control of nonlinear turbocharged diesel engine model. En: *IEEE Conference on Industrial Technology (ICIT)*. pp. 1384–1389.

- Devesh, Upadhyay. Utkin, V. I. y Rizzoni Giorgio (2002). Multivariable control design for intake flow regulation of a diesel engine using sliding mode. En: *15th Triennial World Congress IFAC*. Barcelona, Spain.
- Guzzella, L. y A. Sciarreta (2005). *Vehicle Propulsion Systems, Introduction to Modelling and Optimization*. Springer. New York.
- Jankovic, M., Jankovic M. y Kolmanovsky (2000). Constructive lyapunov control design for turbocharged diesel engines. *IEEE Transactions on Control Systems Technology* **8**(2), 288–299.
- Larsen, M., Jankovic M. y P. V. Kokotovic (2000). Indirect passivation design for a diesel engine model. En: *Proceedings of the 2000 IEEE International Conference on Control Applications*. Anchorage, Alaska USA. pp. 25–27.
- Nieuwstadt, M. Kolmanovsky, I. Stefanopoulou A. Jankovic M. (2000). Egr-vgt control schemes: experimental comparison for a high-speed diesel engine. *IEEE Control Systems Magazine* **20**(3), 63–79.
- Ortner, Peter y Luigi del Re (2007). Predictive control of a diesel engine air path. *IEEE Transactions on Control Systems Technology* **15**(3), 449–456.
- Outbib, R. Dovifaaz, X. Rachid A. y Ouladsine (2002). Speed control of a diesel engine: A nonlinear approach. En: *Proceedings of the American Control Conference*. Anchorage, Alaska USA. pp. 3293–3294.
- Plianos, Alexandros. Achir, Ali. Stobart Richard. Langlois N. y H Chafouk (2007). Dynamic feedback linearization based control synthesis of the turbocharged diesel engine. En: *Proceedings of the 2007 American Control Conference*. New York, USA. pp. 4407–4412.
- SMADF (2007). Ciclo de manejo para autobuses de la ciudad de México. <http://www.sma.df.gob.mx>.
- Song, Qingwen y Karolos M. Grigoriadis (2003). Diesel engine speed regulation using linear parameter varying control. En: *IEEE Proceedings of the American Control Conference*. Denver, Colorado. pp. 779–784.