

Controladores para motores diésel con incertidumbres paramétricas

Eder Guzmán, Guillermo Becerra, Jaime A. Moreno,
Luis Alvarez-Icaza

*Instituto de Ingeniería–Universidad Nacional Autónoma de México,
Coyoacán D.F. 04510, México.*

*e-mails: edguzba@gmail.com, guillermobec@gmail.com,
jmorenop@iingen.unam.mx, alvar@pumas.iingen.unam.mx*

Resumen:

Se presentan dos esquemas de control para un modelo de un motor diésel cuyo objetivo consiste en llevar la velocidad del cigüeñal a un valor deseado en la presencia de incertidumbre paramétrica. El primer esquema se basa en un estimador de parámetros variantes en el tiempo, recientemente propuesto y que utiliza el algoritmo Super-Twisting; se muestra su comportamiento al ser implantado conjuntamente con un algoritmo de control de la literatura. El estimador es capaz de identificar la eficiencia volumétrica cuando esta es considerada como un parámetro desconocido y variante en el tiempo. El segundo esquema es novedoso y se basa también en el algoritmo Super-Twisting. Para este segundo esquema se hacen dos pruebas; la primera, considera el par de carga desconocido y variante con el tiempo; la segunda considera no medible la presión en el múltiple de admisión y dos parámetros variantes en el tiempo, la eficiencia volumétrica y el par de carga.

Palabras clave: motor de combustión interna, incertidumbre paramétrica, control por modos deslizantes de segundo orden, Super-Twisting, identificación.

1. INTRODUCCIÓN

Los motores diésel son los más eficientes entre los motores de combustión interna (Heywood, 1988). Cada vez son más sofisticados debido a los requerimientos de la industria automotriz, por ejemplo, reducción del consumo de combustible, emisiones contaminantes, peso y volumen ocupado en el vehículo. En Guzzella y Amstutz (1998) se revisan controladores basados en modelo de motores diésel turbocargados. El objetivo de control es proveer el par necesario para conseguir la velocidad deseada con el mínimo consumo de combustible y bajas emisiones. En el diseño de varios de estos controladores se asumen parámetros conocidos y el estado completamente medible (ver también Dovifaaz et al. (2006)), cuando en la realidad para estimar parámetros, como la eficiencia volumétrica y el par de carga, se requiere de un gran conocimiento del sistema por parte del diseñador. Por otro lado, se diseñan controles adaptables lineales y basados en caja negra (modelos locales) cuando se consideran parámetros desconocidos.

Al abordar el problema de incertidumbre paramétrica, encontramos que algunos modelos de sistema presentan parámetros desconocidos cuyo comportamiento es crucial para el diseño de control, por ejemplo, la tasa de rotación de un giroscopio dinámico (Dong y Leland, 2005), el coeficiente de potencia de un modelo de turbina de viento (Villanueva y Alvarez-Icaza, 2009), (Mancilla-David y Ortega, 2012), la eficiencia volumétrica o el par de carga del motor diésel, entre otros. Por otro lado es sabido,

que el Algoritmo Super-Twisting (AST) Clásico (Levant, 1993; Davila et al., 2005) debido a sus propiedades de robustez y convergencia en tiempo finito ha encontrado diversas aplicaciones como controlador (Levant, 2003), observador (Davila et al., 2005) y estimador paramétrico (Davila et al., 2006; M'Sirdi et al., 2008). Recientemente se presentó un algoritmo capaz, teóricamente, de estimar parámetros variantes en el tiempo de forma exacta y en tiempo finito, denominado “Observador Super-Twisting” (OST) (Guzman y Moreno, 2014), éste es una extensión del Algoritmo Super-Twisting Generalizado (ASTG) (Moreno, 2009, 2011), que es una generalización del AST.

En este documento se presentan dos diseños de control de velocidad del cigüeñal para el modelo de motor diésel presentado por Outbib et al. (2002) y Dovifaaz et al. (2006). En el primer diseño de control se utiliza el OST (Guzman y Moreno, 2014), para estimar un parámetro variante en el tiempo que se considera desconocido y utilizar este estimado en el control presentado por Outbib et al. (2002) (en este último trabajo se asumen completamente conocidos el estado y los parámetros). En el segundo esquema se considera el par de carga como una perturbación acotada, la cual es compensada al implementar un control basado en el AST, el cual es insensible ante perturbaciones de este tipo. Es importante hacer notar la originalidad del diseño del segundo esquema, ya que el sistema es no lineal en el control, esto es importante, ya que normalmente para utilizar el AST como controlador se hace la suposición de que el sistema es afín en el control. Por último se utiliza este segundo esquema de control de una forma totalmente

nueva, al suponer un estado no medible, y un conocimiento mínimo de dos parámetros variantes en el tiempo.

El documento está dividido como sigue; en la sección 2 se describe el modelo de motor diésel; posteriormente se muestra una pequeña descripción del problema en la sección 3; en las secciones 4 y 5 se presentan los dos controles que se utilizan para llevar la velocidad del cigüeñal a una señal de referencia deseada; la sección 6 muestra las simulaciones para ambos controles y por último se presentan las conclusiones del trabajo.

2. MODELO DEL MOTOR DIÉSEL

1. Dinámicas en el múltiple de admisión.

El modelo es tomado de Dovifaaz et al. (2006). La ecuación de estado para la masa de aire en el múltiple de admisión, se obtiene de la ley de la conservación de masa:

$$\frac{dm_a}{dt} = \dot{m}_{ai} - \dot{m}_{ao} \quad \text{con} \quad m_a = \frac{p_a V_a}{r T_a} \quad (1)$$

donde \dot{m}_{ai} es el flujo de masa de aire que entra al múltiple, proveniente del compresor; \dot{m}_{ao} es el flujo de masa de aire que sale del múltiple, el cual entra a la cámara de combustión; p_a es la presión en el múltiple de admisión; V_a es el volumen en el múltiple de admisión; r es la constante del gas ideal para el aire y T_a es la temperatura en el múltiple de admisión. Se puede considerar la expresión \dot{m}_{ao} como función de la velocidad del motor y presión del múltiple de admisión

$$(\dot{m}_{ao}) = \eta_v (\dot{m}_{ao})_{calc} \quad \text{con} \quad (\dot{m}_{ao})_{calc} = \frac{n V_d \omega p_a}{4 \pi r T_a}$$

donde n es el número de cilindros; V_d es el volumen de desplazamiento del cilindro; ω es el estado de velocidad del motor y η_v es la eficiencia volumétrica. La eficiencia puede ser evaluada por la función polinomial siguiente (Outbib et al., 2002)

$$\eta_v = \alpha_0 + \alpha_1 \omega + \alpha_2 \omega^2 \quad (2)$$

donde los coeficientes cumplen con: $\alpha_0, \alpha_2 > 0$ y $\alpha_1 < 0$.

2. Proceso de combustión.

La dinámica del cigüeñal se describe mediante la ecuación de potencia mecánica,

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{1}{2} J \omega^2 \right) = P_i - P_b, \quad (3)$$

donde J es el momento de inercia del motor; P_i es la potencia del motor que actúa en el cigüeñal (potencia química suministrada por el combustible) y P_b es la potencia de frenado total, por fricción, carga, etc. P_i se puede expresar de la forma

$$P_i = \eta_i p_{th} \dot{m}_f, \quad (4)$$

donde η_i es la eficiencia de conversión de energía química a mecánica, p_{th} es el valor calorífico del combustible, que se define como la cantidad de energía proporcionada por unidad de masa por la combustión total del combustible y \dot{m}_f es el flujo de combustible que ingresa a la cámara de combustión. La eficiencia se genera a partir del producto de dos términos; el primero integra las pérdidas por la fricción de la pared y efectos que dependen de la velocidad del motor; y

el segundo las pérdidas debidas a los productos no quemados. Para η_i , se toma la función polinomial,

$$\eta_i = a_\lambda + b_\lambda \lambda + c_\lambda \lambda^2, \quad \lambda = \frac{\dot{m}_{ao}}{\dot{m}_f}, \quad (5)$$

con $a_\lambda, b_\lambda > 0$, $c_\lambda < 0$ y λ la relación aire combustible.

Substituyendo la Ec. (5) en (4) se obtiene

$$P_i = [a_\lambda + b_\lambda \left(\frac{\dot{m}_{ao}}{\dot{m}_f} \right) + c_\lambda \left(\frac{\dot{m}_{ao}}{\dot{m}_f} \right)^2] p_{th} \dot{m}_f \quad (6)$$

Con la Ec. (6), la dinámica en el cigüeñal Ec. (3) queda

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{J\omega} \{ [a_\lambda + b_\lambda \left(\frac{\dot{m}_{ao}}{\dot{m}_f} \right) + c_\lambda \left(\frac{\dot{m}_{ao}}{\dot{m}_f} \right)^2] p_{th} \dot{m}_f - P_b \} \quad (7)$$

De las ecuaciones anteriores se obtiene el siguiente modelo dinámico

$$\frac{d\vartheta}{dt} = \omega \quad (8a)$$

$$\frac{d\omega}{dt} = p_{th} a_\lambda \frac{1}{J\omega} \dot{m}_f + \frac{1}{J} b_\lambda \left(\frac{p_{th} V_d n}{4r T_a \pi} \right) \eta_v p_a + \frac{1}{J} c_\lambda \left(\frac{p_{th} V_d^2 n^2}{16r^2 T_a^2 \pi^2} \right) \frac{p_a^2 \eta_v^2 \omega}{\dot{m}_f} - \frac{1}{J\omega} (P_b) \quad (8b)$$

$$\frac{dp_a}{dt} = \frac{T_a r}{V_a} \dot{m}_{ai} - \frac{V_d n \eta_v}{4 V_a \pi} \omega p_a \quad (8c)$$

donde ϑ representa la posición de ángulo del cigüeñal, ω es la velocidad en el cigüeñal, que se considera como salida, p_a es la presión en el múltiple de admisión, \dot{m}_f es la señal de control que representa el flujo de combustible que entra a la cámara de combustión, y los parámetros del modelo quedan definidos como se mencionó a lo largo de la presente sección. Ya que la posición no es necesaria para diseñar el control de regulación de velocidad, el modelo (8) se representará como sigue, con el objetivo de simplificar la nomenclatura,

$$\frac{d\omega}{dt} = \theta_1 \frac{u}{\omega} + \theta_2 \mu(t) - \theta_3 \frac{\mu^2(t)\omega}{u} - \theta_4(t) \quad (9a)$$

$$\frac{dp_a}{dt} = \theta_5 - \theta_6 \mu(t)\omega \quad (9b)$$

donde $u = \dot{m}_f$ es la entrada de control, $\theta_1 = p_{th} a_\lambda \frac{1}{J\omega}$, $\theta_2 = \frac{1}{J} b_\lambda \left(\frac{p_{th} V_d n}{4r T_a \pi} \right)$ y $\theta_3 = \frac{1}{J} c_\lambda \left(\frac{p_{th} V_d^2 n^2}{16r^2 T_a^2 \pi^2} \right)$, $\theta_5 = \frac{T_a r}{V_a} \dot{m}_{ai}$ y $\theta_6 = \frac{V_d n}{4 V_a \pi}$ son parámetros constantes, $\theta_4(t) = \frac{1}{J\omega} (P_b)$ representa un parámetro variante en el tiempo dependiente del par de carga, la inercia y la velocidad angular del cigüeñal, y $\mu(t) = \eta_v p_a$ es el producto de la eficiencia volumétrica y la presión en el múltiple de admisión.

3. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

El objetivo de control en el sistema (9) es determinar la cantidad de combustible u que se debe inyectar para llevar la velocidad del motor ω , a una referencia constante a tramos deseada $\bar{\omega}$. En Outbib et al. (2002); Dovifaaz et al. (2006), se propone un control por linealización exacta, que lleva la velocidad del cigüeñal del motor diésel a una referencia constante a tramos. En este trabajo se considera que un problema para la implementación de este tipo de controles es la suposición del conocimiento

de todos los parámetros, ya que parámetros tales como la eficiencia volumétrica (η_v) y el par de carga (P_b) son difíciles de conocer. Con esta motivación, en lo que resta del trabajo, se proponen dos alternativas de control donde se consideran ciertos parámetros desconocidos. En el primer esquema se considera desconocida la eficiencia volumétrica; para el segundo control se subdivide en dos casos ya que los esquemas son parecidos, para diseñar el primer esfuerzo de control se considera conocida sólo una cota superior de la señal que representa el par de carga, y en el segundo se consideran desconocidos la eficiencia volumétrica (η_v), el par de carga (P_b) y la presión en el múltiple de admisión se considera no medible (p_a).

4. CONTROLADOR CON ESTIMACIÓN PARAMÉTRICA

En esta primera propuesta de control, se plantea que la eficiencia volumétrica (η_v) es un parámetro variante en el tiempo difícil de conocer para el diseñador, este parámetro no es proporcionado por el fabricante y puede variar por las condiciones ambientales y por la incertidumbres paramétricas inherentes al sistema. Se considera medible la temperatura T_a , el flujo que entra al múltiple de admisión \dot{m}_{ai} , la velocidad (ω) y la presión en el múltiple de admisión (p_a); todos los parámetros se asumen conocidos, los cuales son dados normalmente por el fabricante del motor, exceptuando la eficiencia volumétrica (η_v).

4.1 Estimador paramétrico

Para estimar η_v se considera la Ec. (9b) de la siguiente forma,

$$\frac{dp_a}{dt} = \theta_5 - \theta_6 p_a \omega \theta_v(t) \quad (10)$$

donde $\eta_v = \theta_v(t)$ es la eficiencia volumétrica (parámetro variante en el tiempo, considerado desconocido). Un estimador para este sistema, es el Observador Super-Twisting (Guzman y Moreno, 2014) dado por

$$\frac{d\hat{p}_a}{dt} = -k_{1a} \Gamma(t) \phi_{1a}(e_{pa}) + \theta_5 - \Gamma(t) \hat{\theta}_v(t) \quad (11a)$$

$$\frac{d\hat{\theta}_v}{dt} = -k_{2a} \Gamma(t) \phi_{2a}(e_{pa}) \quad (11b)$$

donde \hat{p}_a es el estimado de la presión en el múltiple, $\hat{\theta}_v(t)$ es el estimado de la eficiencia volumétrica, la función $\Gamma(t) = \theta_6 \omega p_a > 0$ (regresor en la literatura clásica de control adaptable), $e_{pa} = \hat{p}_a - p_a$, k_{1a} , k_{2a} son constantes positivas a diseñar y

$$\phi_{1a}(e_{pa}) = \mu_{1a} |e_{pa}|^{\frac{1}{2}} \text{sign}(e_{pa}) + \mu_{2a} e_{pa} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \phi_{2a}(e_{pa}) &= \frac{\mu_{1a}^2}{2} \text{sign}(e_{pa}) \\ &+ \mu_{1a} \mu_{2a} \left(\frac{3}{2} \right) |e_{pa}|^{\frac{1}{2}} \text{sign}(e_{pa}) \\ &+ \mu_{2a}^2 e_{pa}, \mu_{1a}, \mu_{2a} \geq 0. \end{aligned} \quad (13)$$

Este estimador es capaz, teóricamente, de estimar parámetros variantes en el tiempo de forma exacta en tiempo finito, si $\Gamma(t) \neq 0$, lo cual pasa con el regresor considerado aquí, ya que $\theta_6, p_a, \omega > 0$. Cuando $\Gamma(t) = 0$ se tiene un pequeño intervalo tiempo, que depende del sistema físico,

donde el algoritmo será incapaz de estimar el parámetro, la duración de dicho intervalo se reduce conforme se aumenta la ganancia (Guzman y Moreno, 2014), en el caso del motor diésel no se presenta dicho caso ya que el motor siempre debe estar encendido.

4.2 Control

Primero se hace notar que en el sistema (9), la dinámica de presión p_a es acotada, mientras la velocidad ω sea acotada (Outbib et al., 2002). Es decir, para alguna función $\omega : \mathbb{R}_+ \rightarrow \mathbb{R}$, $g : \mathbb{R}_+^{n+2} \rightarrow \mathbb{R}$ es una función suave, la trayectoria del sistema

$$\frac{dp_a}{dt}(t) = g(p_a(t), \omega(t)) \quad (14)$$

es acotada para todo $t \geq 0$, con $g(\cdot)$ definida como en (8c). Se toma el siguiente esquema de control de la literatura (Outbib et al., 2002). La aportación de este trabajo es la estimación en línea del parámetro desconocido y variante en el tiempo $\eta_v = \theta_v(t)$. Entonces tomando el control mostrado en (Outbib et al., 2002) y usando el estimado $\hat{\theta}_v(t)$, obtenido a través de (11), se tiene el control

$$u = \omega \frac{-[\theta_2 p_a \hat{\theta}_v(t) - \theta_4 + k_0 e_{r\omega}] + \sqrt{\hat{\Delta}_h}}{2\theta_1} \quad (15)$$

donde $e_{r\omega} = \omega - \bar{\omega}$ es el error entre la velocidad angular deseada ($\bar{\omega}$) y la velocidad entregada por el planta (ω), $\bar{\omega} > 0$ la referencia de velocidad, $k_0 > 0$, además $\hat{\Delta}_h = (\theta_2 p_a \hat{\theta}_v(t) - \theta_4 + k_0 e_{r\omega})^2 - 4\theta_1 \theta_3 p_a^2 \hat{\theta}_v^2(t)$.

Debido a la convergencia en tiempo finito presentada por (11), se tiene que después de un tiempo $T > t_0$, donde t_0 es el tiempo inicial, el parámetro desconocido $\theta_v(t)$ y su estimado $\hat{\theta}_v(t)$ serán iguales, por lo tanto después de este tiempo T , para el sistema Ec. (9) controlado por Ec. (15), se verifica $\omega(t) \rightarrow \bar{\omega}$ cuando $t \rightarrow +\infty$. En otras palabras, teóricamente se cumple que después de un tiempo T , el control propuesto en esta sección, se comportará exactamente igual que el control propuesto en Outbib et al. (2002), a pesar de la incertidumbre generada por el desconocimiento de la eficiencia volumétrica $\theta_v(t) = \eta_v$. Una condición suficiente para la estimación exacta y en tiempo finito por parte del estimador (11) es que $\Gamma(t)$ no cambie de signo, la cual se cumple en este caso, ya que $\Gamma(t) > 0$.

5. CONTROL UTILIZANDO ALGORITMO SUPER-TWISTING

El Algoritmo Super-Twisting (AST) es utilizado como identificador, observador y como controlador (ver secciones 1, 4), al ser un algoritmo por modos deslizantes tiene las propiedades de convergencia en tiempo finito y robustez ante perturbaciones acotadas. En el diseño de control presentado en esta sección, se pretende hacer uso de la característica de robustez del controlador AST, para combatir la incertidumbre paramétrica generada al considerar desconocido el parámetro $\theta_4(t)$ (Ec. (9a)), es decir el par de carga.

5.1 Señal de control

El diseño de control se hace considerando la Ec. (9a) como,

$$\frac{d\omega}{dt} = \theta_1 \bar{u} + \theta_2 \mu(t) - \theta_3 \frac{\mu^2(t)}{\bar{u}} - \theta_4(t) \quad (16)$$

donde $\bar{u} = \frac{u}{\omega}$. El primer paso es obtener \bar{u} de la ecuación

$$\theta_1 \bar{u} + \theta_2 \mu(t) - \theta_3 \frac{\mu^2(t)}{\bar{u}} = \nu \quad (17)$$

donde

$$\nu = -k_{1b} \phi_1(e_\omega) - k_{2b} \int_0^t \phi_2(e_\omega) dt + \frac{d\bar{\omega}}{dt} \quad (18)$$

agregado por el AST, con

$$\phi_1(e_\omega) = |e_\omega|^{1/2} \text{sign}(e_\omega) + k_{3b} e_\omega, \quad (19)$$

$$\phi_2(e_\omega) = \frac{1}{2} \text{sign}(e_\omega) + \frac{3}{2} k_{3b} |e_\omega|^{1/2} \text{sign}(e_\omega) + k_{3b}^2 e_\omega, \quad (20)$$

$k_{1b}, k_{2b}, k_{3b} > 0$ son constantes elegidas por el diseñador (Moreno, 2009), $e_\omega = \omega - \bar{\omega}$, donde ω es la velocidad angular del cigüeñal (Ec. (8)), $\bar{\omega}$ es la velocidad de referencia. Entonces de (17) se obtiene

$$\theta_1 \bar{u}^2 + (\theta_2 \mu(t) - \nu) \bar{u} - \theta_3 \mu^2(t) = 0. \quad (21)$$

Al resolver (21) para \bar{u} y multiplicar por ω se obtiene la señal de control

$$u = \omega \left(\frac{-(\theta_2 \mu(t) - \nu) + \sqrt{(\theta_2 \mu(t) - \nu)^2 + 4\theta_1 \theta_3 \mu^2(t)}}{2\theta_1} \right), \quad (22)$$

donde $\theta_1, \theta_2, \theta_3, \mu(t)$ y ω son parámetros conocidos, y están definidos como en Ec. (9), ν está definido como en (18), el cual tiene la forma del AST usado como controlador (ver Gonzalez et al. (2012)).

Para mostrar la convergencia del algoritmo, se sustituye el control (22) en el sistema (9), para obtener

$$\frac{de_\omega}{dt} = -k_{1b} \phi_1(e_\omega) + z, \quad (23a)$$

$$\frac{dz}{dt} = -k_{2b} \phi_2(e_\omega) - \frac{d\theta_4(t)}{dt}, \quad (23b)$$

$$\frac{dp_a}{dt} = \theta_5 - \theta_6 \mu(t) \omega. \quad (23c)$$

Las ecuaciones (23a) y (23b), describen el AST (Levant, 2003; Moreno, 2009, 2011), cuya prueba de convergencia a cero, como controlador, se puede revisar en Gonzalez et al. (2012). Cabe señalar que las trayectorias solución del sistema (23) convergen a pesar del término $\frac{d\theta_4(t)}{dt}$ (considerado una perturbación). La dinámica del estado p_a descrita por (23c) es acotada, para $\omega < \infty$ como se mencionó en la sección 2 (ver también Outbib et al. (2002)).

Observación 1. Cabe señalar que el sistema representado por las ecuaciones (23a), (23b) es más simple que el mostrado en Gonzalez et al. (2012), ya que en dicho artículo las ganancias del algoritmo son variables y en este documento las ganancias k_{1b} y k_{2b} son ganancias constantes positivas.

Observación 2. El control (22) está diseñado, no sólo para regulación, sino para seguimiento de señales cuya derivada esté acotada.

5.2 Control utilizando AST desconociendo una parte del estado y algunos parámetros

Aunque los dos casos anteriores presentan una alternativa cuando se desconocen algunos parámetros en el sistema, dentro de la teoría de control siempre se ha perseguido la idea de generar una señal de entrada, con el menor número de mediciones y escaso conocimiento del sistema, tal que la salida tenga la respuesta deseada. Para generar la señal de control (22), se necesita del conocimiento de $\mu(t)$, por otro lado la estructura generada en lazo cerrado, (Ec. (23)) que no es otra que el AST, permite alcanzar el objetivo de control conociendo sólo la cota superior del término $\theta_4(t)$. Sorprendentemente, el control (22) no necesita del conocimiento de la función $\mu(t)$ para alcanzar el objetivo de control. En verdad el control (22) sólo necesita de un valor nominal $\bar{\mu}(t)$ y de una cota superior de $\theta_4(t)$, para generar la salida deseada, ya sea en el caso de regulación o seguimiento. El que no sea necesario conocer $\mu(t)$ para el diseño del controlador, implica que no se requiere saber el comportamiento del estado p_a , y un parámetro variante en el tiempo (la eficiencia volumétrica η_v), y debido a la robustez del sistema en lazo cerrado, sólo es necesario el conocimiento de la cota superior del par de carga P_b para implementar el control. Esto se traduce en una gran ayuda para el diseñador, ya que todos los parámetros del motor son dados por el fabricante excepto por η_v y P_b , además de no requerir la medición del estado p_a . Queda como problema abierto encontrar las condiciones de convergencia del sistema en lazo cerrado cuando sólo se tiene un valor nominal de la función $\mu(t)$, por el momento sólo se muestran los resultados de simulación en la sección 6.

6. RESULTADOS DE SIMULACIÓN

Se toman los datos para la simulación de Dovifaaz et al. (2006) (ver Cuadro 1), donde se menciona que algunos parámetros fueron obtenidos experimentalmente de un BMW 524 TD de un motor diésel de 2443 cm^3 .

Cuadro 1. Parámetros de simulación.

$a_\lambda = 0.072$	$b_\lambda = 0.018$	$c_\lambda = -0.00017$
$p_{th} = 40000000$	$J = 0.15$	$V_d = 0.0024$
$n = 6$	$r = 0.287$	$T_a = 315$
$\alpha_0 = 0.773$	$\alpha_1 = -0.00154$	$\alpha_2 = 0.00000249$
$V_a = 0.0014$		

En la Fig. 1, se muestra el seguimiento de una señal de referencia que es constante a tramos (w_{ref}). La señal w_1 representa la señal de velocidad en el cigüeñal del motor diésel, generada con el control (15), asumiendo que los parámetros son conocidos, incluyendo la eficiencia volumétrica $\theta_v(t)$.

Las gráficas comparativas entre las señales de velocidad generadas por los controles presentados en este trabajo y la referencia constante a tramos (w_{ref}) son similares a la Fig. 1, por lo que sólo se muestran los errores de seguimiento (ver Fig. 2), que son más ilustrativos. La señal e_1 (Fig. 2) muestra el error generado entre la señal de referencia w_{ref} (ver Fig. 1) y la velocidad angular ω generada por el control (15) al considerar el estimado de la eficiencia volumétrica $\hat{\theta}_v(t)$ y ganancias $k_{1a} = 1 \times$

10^{-5} y $k_{2a} = 4.47 \times 10^{-3}$, se puede apreciar que el mayor error se genera cuando hay cambios bruscos que el controlador no puede compensar. La señal e_2 (Fig. 2) muestra el error entre la señal w_{ref} y la velocidad angular, generada al aplicar el esfuerzo de control (22), considerando que sólo se conoce una cota superior del par de carga (P_b) y $k_{1b} = 1500$, $k_{2b} = 1000$, $k_{3b} = 100$, se puede apreciar que a pesar de considerar el par de carga como una perturbación desconocida, la robustez del control permite tener un error pequeño. Por último la señal e_3 (Fig. 2) muestra el error entre la señal w_{ref} y la velocidad angular obtenida al aplicar el control (22), pero considerando que sólo se conoce una cota superior del par de carga P_b , que la eficiencia volumétrica es desconocida η_v , la presión en el múltiple de admisión p_a no es medible y $k_{1b} = 1500$, $k_{2b} = 1000$, $k_{3b} = 100$. Para la simulación se utilizó un valor nominal arbitrario $\bar{\mu}(t) = \bar{p}_a \bar{\eta}_v$ en el control (22), por otro lado se puede apreciar que el error es similar a la señal e_2 en cuanto a amplitud a pesar de tener escaso conocimiento de tres señales importantes. También cabe mencionar que en los tres casos se tuvo un flujo de combustible similar (ver Fig. 3), es decir a pesar del desconocimiento de parámetros, los cambios en el flujo de combustible son prácticamente imperceptibles.

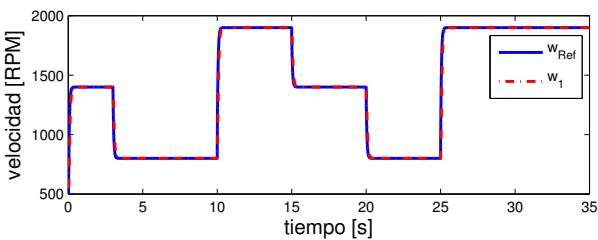


Figura 1. Velocidad de referencia y velocidad del cigüeñal.

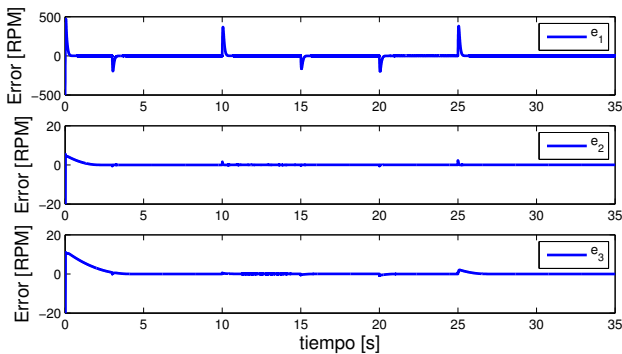


Figura 2. Error de seguimiento de velocidad.

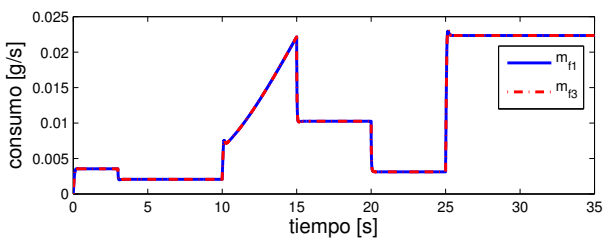


Figura 3. Flujo de combustible, señal de control ($\eta_v = \hat{\theta}$).

En la Fig. 4, se aprecia la señal de velocidad angular w_2 que se obtiene al considerar un valor promedio para

la eficiencia volumétrica $\bar{\eta}_v = 0.5$ y el control (15) con ganancias $k_{1a} = 1 \times 10^{-5}$ y $k_{2a} = 4.47 \times 10^{-3}$, se puede ver que dicha señal no converge a los valores constantes deseados marcados por w_{ref} .

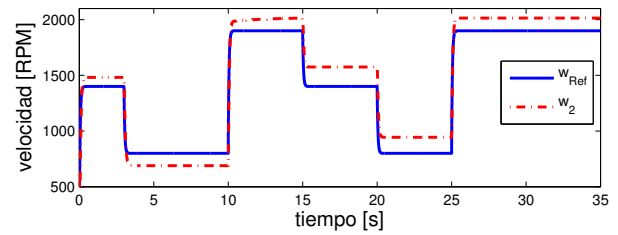


Figura 4. Velocidad con $\bar{\eta}_v = 0.5$.

En la Fig. 5, se muestran los resultados obtenidos al considerar que el par de carga \bar{P}_b es constante. Al considerar esta restricción, la señal de velocidad w_5 no converge a los valores deseados (w_{ref}), lo que sí logra el control (22), como ya se mostró en la Fig. 2.

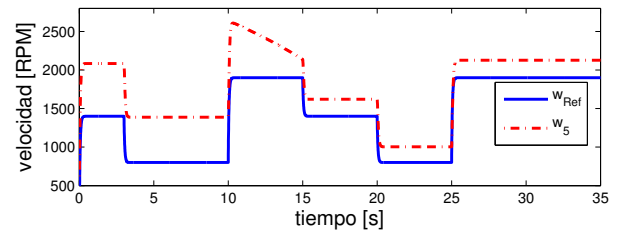


Figura 5. Velocidad con carga $\bar{P}_b = 800[N.m]$.

Por último se elige como referencia una señal continua senoidal ($\omega_{Ref} = 1200 + 300\text{sen}(0.8t)$), para hacer una prueba de seguimiento. En la Fig. 6, se puede apreciar el error de seguimiento e_{s1} generado por la diferencia entre la referencia ω_{Ref} y la velocidad generada al considerar el control (15) con todos los parámetros conocidos, también se muestra el error obtenido (e_{s2}) al comparar la referencia ω_{Ref} y la velocidad generada al aplicar el control (22), pero considerando que; sólo se conoce una cota superior del par de carga P_b , que la eficiencia volumétrica es desconocida η_v , la presión en el múltiple de admisión p_a no es medible y $k_{1b} = 1500$, $k_{2b} = 1000$, $k_{3b} = 100$. Se puede apreciar como el control (22) tiene un error de seguimiento menor en amplitud al generado en e_{s1} , a pesar de la incertidumbre paramétrica y el desconocimiento del estado p_a .

7. CONCLUSIONES

Se presentaron dos esquemas de control; en un primer caso se utiliza un diseño mostrado en la literatura y en un segundo caso se diseña el esquema completo, la novedad es que en ambos se consideran desconocidos algunos elementos del modelo.

Para el primer esquema, se empleó el Observador Super-Twisting para la estimación de la eficiencia volumétrica η_v vista como un parámetro variante en el tiempo. Dicha eficiencia estimada se utilizó para simular el controlador propuesto por Outbib et al. (2002), obteniendo resultados muy similares a los generados cuando se asume que todos los parámetros son conocidos. La motivación es que

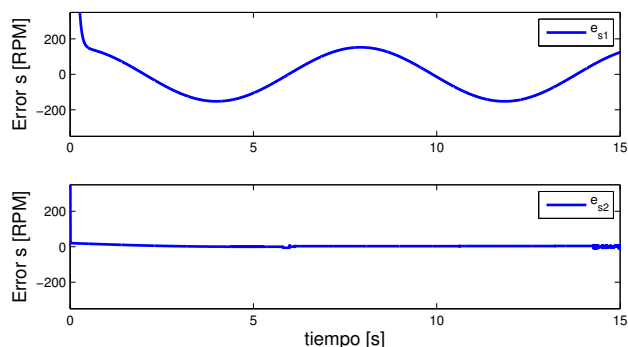


Figura 6. Error de seguimiento de velocidad ($\omega_{Ref} = 1200 + 300\text{sen}(0.8t)$)

generalmente el fabricante de un motor de combustión no especifica la eficiencia volumétrica.

El segundo esquema se desarrolló de tal forma que se pudo obtener un controlador AST. Es importante mencionar que el AST no fue utilizado en la forma clásica, ya que la entrada de control no es afín en el sistema, por lo que se tienen que hacer ciertas consideraciones para llegar a la estructura en lazo cerrado que corresponde al AST. La robustez de este controlador permitió considerar el par de carga como una perturbación acotada. El motivo es que el par de carga en el motor diésel puede variar con respecto al tiempo y en muchas ocasiones es desconocido para el diseñador. Por otro lado, en una segunda parte, se mostró que el esquema cumple con el objetivo de control aun considerando dos parámetros variantes en el tiempo desconocidos y un estado no medible, lo cual lo hace ideal para el diseñador, ya que los parámetros constantes son dados por el fabricante, mientras los parámetros variantes en el tiempo considerados aquí, no los son. Por último, en las simulaciones se muestra que el control cumple con el objetivo de seguimiento a pesar de considerar el par de carga desconocido.

8. AGRADECIMIENTOS

Los primeros dos autores agradecen el apoyo al CONACYT por la beca otorgada. Trabajo realizado bajo el patrocinio de proyectos CONACYT 103640, UNAM-PAPIIT IN109414, Fondo de Colaboración del II-FI, UNAM, Proyecto IISGBAS-109-2013 y PAPIIT, UNAM, proyecto IN113614.

REFERENCIAS

Davila, J., Fridman, L., y Levant, A. (2005). Second-order sliding-mode observer for mechanical systems. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 50(11), 1785–1789.

Davila, J., Fridman, L., y Poznyak, A. (2006). Observation and identification of mechanical systems via second order sliding modes. *International Journal of Control*, 79(10), 1251–1262.

Dong, L. y Leland, R.P. (2005). The adaptive control system of a mems gyroscope with time-varying rotation rate. In *American Control Conference*, 3592–3597. Portland, OR, USA.

Dovifaaz, X., Outbib, R., Rachid, A., y Ouladsine, M. (2006). A theoretical control strategy for a diesel

engine. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 128, 453–457.

Gonzalez, T., Moreno, J.A., y Fridman, L. (2012). Variable gain super-twisting sliding mode control. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 57(8).

Guzman, E. y Moreno, J.A. (2014). Super-twisting observer for second order systems with time-varying coefficient. En revisión.

Guzzella, L. y Amstutz, A. (1998). Control of diesel engines. *IEEE Control Systems*, 18, 53–71.

Heywood, J.B. (1988). *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill, New York.

Levant, A. (1993). Sliding order and sliding accuracy in sliding mode control. *International Journal of Control*, 58(6), 1247–1263.

Levant, A. (2003). Higher-order sliding modes, differentiation and output-feedback control. *International Journal of Control*, 76(9/10), 924–941.

Mancilla-David, F. y Ortega, R. (2012). Adaptive passivity-based control for maximum power extraction of stand-alone windmill systems. *Control Engineering Practice*, 20, 173–181.

Moreno, J.A. (2009). A linear framework for the robust stability analysis of a generalized super-twisting algorithm. *2009 6th International Conference on Electrical Engineering, Computing Science and Automatic Control (CCE 2009) (Formerly known as ICEEE)*, Toluca, México, 10–13.

Moreno, J.A. (2011). Lyapunov approach for analysis and design of second order sliding mode algorithms. In L. Fridman, J.A. Moreno, y R. Iriarte (eds.), *Sliding Modes after the first decade of the 21st Century*, chapter 4. Springer-Verlag.

M’Sirdi, N.K., Rabhi, A., Fridman, L., Davila, J., y Delanne, Y. (2008). Second order sliding mode observer for estimation of vehicle dynamic parameters. *International Journal Vehicle Design*, 48(3/4), 190–207.

Outbib, R., Dovifaaz, X., Rachid, A., y Ouladsine, M. (2002). Speed control of a diesel engine: a nonlinear approach. In *American Control Conference*, 3293–3294. Anchorage, Alaska, USA.

Villanueva, J. y Alvarez-Icaza, L. (2009). Modelling wind turbine mechanical power by friction effects. *International Journal of Modelling, Identification and Control*, 6(3), 205–212.