

Control del flujo de potencia en vehículos híbridos

Guillermo Becerra, Luis Alvarez-Icaza

Instituto de Ingeniería-UNAM

Coyoacan DF 04510, México

guillermobec@gmail.com, alvar@pumas.iingen.unam.mx

Teléfono: (52)-55-56233600 Ext: (8828), (3682)

Resumen—Se describe una estrategia para controlar el flujo de potencia en un vehículo de propulsión híbrida. El enfoque de la estrategia se basa en satisfacer las restricciones dinámicas y cinemáticas del sistema de engranes planetarios. El objetivo es satisfacer las demandas del operador y reducir el consumo de combustible. El resultante del control de flujo de potencia es continuo y usa el motor de combustión interna con la máxima eficiencia posible. La estrategia es subóptima, y está inspirada en la solución a los problemas de optimización. Las principales ventajas de la estrategia son que su complejidad computacional es baja, en comparación con los enfoques basados en optimización, y al sintonizar los parámetros, estos funcionan para cualquier ciclo de manejo. La estrategia es probada en simulación utilizando modelos matemáticos del tren de propulsión para un vehículo híbrido diésel-eléctrico sometido a demandas de potencia de áreas urbanas representadas por ciclos de manejo. Los resultados de simulación indican que la estrategia logra pequeños errores de seguimiento de velocidad y alcanza buenos niveles de reducción del consumo de combustible.

Palabras clave: Vehículos eléctricos híbridos, ahorro de energía, máquina eléctrica, motor de combustión interna, control de flujo de potencia.

I. INTRODUCCIÓN

Debido al incremento en el costo y a la escasez del petróleo, en los últimos años se buscan alternativas para su sustitución. En el transporte, se trata de cambiarlo por algún combustible que provenga de energías renovables o reducir su consumo. En los vehículos híbridos se pretende mejorar el desempeño de cada elemento del vehículo para reducir el consumo de combustible, además de aprovechar la energía del frenado almacenándola en una batería.

Los vehículos eléctricos híbridos (VEH) pueden tener distinta arquitectura, por ello se tienen distintos controladores para los componentes del sistema y para la administración de potencia. En (John. M. Miller, 2006) se presentan algunas arquitecturas serie, paralelo o serie-paralelo usadas por algunos VEH donde el componente principal es la Transmisión Variable Continua electrónica (e-CVT). Las ventajas y desventajas de las arquitecturas son analizadas en (Ehsani *et al.*, 2007).

Para la distribución de potencia en los VEH hay distintos controladores, como se muestra en (Pisu y Rizzoni, 2007). En (Chau y Chan, 2007) se muestran algunos detalles importantes del sistema arrancador alternador integrado (ISG) y de los sistemas con propulsión mediante la (e-CVT). En (Xiong *et al.*, 2009) se propone un control por lógica difusa para el manejo de energía. En (Tzeng *et al.*, 2005) se

aplica un control por lógica difusa a un vehículo híbrido de configuración paralelo con una (CVT) de poleas y bandas. En (Xiong y Yin, 2009) se presenta una aplicación a un autobús de tránsito con motor de combustión diésel, un (ISG) y otra máquina eléctrica para obtener la configuración serie-paralelo.

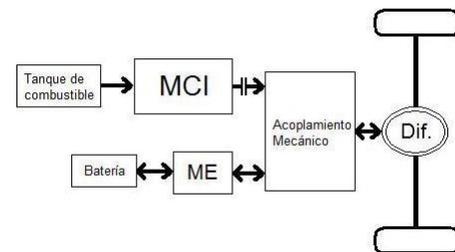


Figura 1. Configuración Paralela

En este artículo se utiliza la configuración paralela para el sistema de propulsión híbrido. En esta configuración el motor de combustión (MCI) y la máquina eléctrica (ME) pueden suministrar directamente su par a las ruedas motrices a través de un acoplamiento mecánico que consiste en un sistema de engranes planetarios (Fig. 1).

Las ventajas de la propulsión híbrida en paralelo son que reduce el tamaño de los componentes y reduce las pérdidas al evitar la doble conversión de energía necesaria en los vehículos híbridos serie. Su principal desventaja es la mayor complejidad de la estructura y el que no se pueda conseguir que el MCI opere siempre en sus regiones de mayor eficiencia.

En este artículo se presenta una estrategia novedosa para controlar el flujo de potencia en el sistema de engranes planetarios, que permite distribuir la potencia demandada por el vehículo entre las distintas fuentes de potencia y que acomoda de manera natural las fases de recarga de las baterías por frenado regenerativo o acción directa del MCI. La estrategia se desarrolla alrededor del estado de carga de las baterías y permite una transición suave de potencia en las distintas fases de un ciclo de manejo estándar.

Para probar la estrategia se desarrolló un modelo matemático de los principales componentes del tren de propulsión híbrida que incluye además del MCI y ME, el embrague, el sistema de engranes planetarios y el sistema de baterías. La estrategia se probó al hacer que el vehículo

siguiera tres ciclos de manejo estándar para un autobús urbano en la Ciudad de México.

El resto del trabajo está organizado como sigue. En la sección 2 se presenta el modelo de los subsistemas del vehículo, en la sección 3 se describe el control de cada fuente de potencia, los ciclos de manejo tomados como referencia y la estrategia continua para la distribución de potencia. En la sección 4 se presentan los resultados de las simulaciones y en la sección 5 las conclusiones del trabajo.

II. MODELADO HEV

II-A. Modelo del motor de combustión interna

El modelo es tomado de (Outbib *et al.*, 2002). Se asume que el aire de entrada en el múltiple de admisión cumple con la ley de los gases ideales, que la temperatura del múltiple de admisión varía lentamente con respecto a la presión y la velocidad del motor.

El modelo es descrito por

$$\begin{aligned} \frac{d\omega_{mci}}{dt} &= \frac{h_1}{\omega_{mci}} \dot{m}_f + h_2 p_a + \frac{h_3}{\omega_{mci}} P_b + \frac{h_4}{\dot{m}_f} \quad (1) \\ \frac{dp_a}{dt} &= h_5 \dot{m}_{ai} - h_6 \omega_{mci} p_a \end{aligned}$$

donde ω_{mci} es la velocidad del motor; \dot{m}_f el flujo de combustible que entra a la cámara de combustión y es usado como control; p_a es la presión en el múltiple de admisión; \dot{m}_{ai} el flujo de masa de aire que entra al múltiple y P_b la potencia total de carga. Los términos h_j son constantes determinados a partir del modelo de (Outbib *et al.*, 2002).

II-B. Modelo de la batería

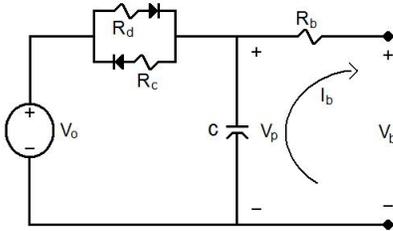


Figura 2. circuito de la batería

En los VEH, la batería es usada como fuente de almacenamiento de energía para ayudar a economizar combustible y reducir las emisiones. El estado de carga de la batería (*soc*) se define como la proporción de almacenamiento de energía, que sería análoga a la cantidad de combustible en el tanque. De (Pang *et al.*, 2001) el *soc* se obtiene de la expresión

$$soc(t) = \frac{Q_0 - \int_{t_0}^t I_b(\tau) d\tau}{Q_t} \times 100 \quad (2)$$

donde $I_b(t)$ es la corriente de carga o descarga; $\int_{t_0}^t I_b(\tau) d\tau$ la carga entregada a la batería; Q_0 la carga inicial en la batería y el total de carga que puede almacenar la batería

es Q_t . Las ecuaciones dinámicas de la Fig. 2 que describen el modelo de la descarga y recarga son:

$$\dot{V}_p = -V_p \frac{1}{R_d C} + V_o \frac{1}{R_d C} - I_b \frac{1}{C}, \quad si \quad V_p \leq V_o \quad (3)$$

$$\dot{V}_p = -V_p \frac{1}{R_c C} + V_o \frac{1}{R_c C} - I_b \frac{1}{C}, \quad si \quad V_p > V_o \quad (4)$$

donde la corriente $I_b = \frac{V_p - V_b}{R_b}$, se considera positiva cuando la batería se encuentra en descarga.

II-C. Modelo de la máquina eléctrica

La ME es un motor de inducción que opera como motor o generador. Cuando funciona como motor, extrae energía de la batería y el par de salida es para el sistema de tracción, en posible combinación con el MCI. Funcionando como generador, puede recuperar energía cinética en el frenado regenerativo, o tomar energía proveniente del MCI, para la recarga de baterías. El modelo, obtenido de (Peresada *et al.*, 2004), es

$$\begin{aligned} \frac{d\omega}{dt} &= \frac{n_p L_m}{J L_r} (\psi_{rd} i_{sq} - \psi_{rq} i_{sd}) - \frac{1}{J} T_L - \frac{f}{J} \omega \\ \frac{d\psi_{rd}}{dt} &= -\frac{R_r}{L_r} \psi_{rd} + \frac{L_m}{L_r} R_r i_{sd} + (\omega_s - \omega) \psi_{rq} \\ \frac{d\psi_{rq}}{dt} &= -\frac{R_r}{L_r} \psi_{rq} - (\omega_s - \omega) \psi_{rd} + \frac{L_m}{L_r} R_r i_{sq} \quad (5) \\ \frac{di_{sd}}{dt} &= -\left(\frac{R_s R_r}{\sigma L_s} + \frac{L_m^2 R_r}{\sigma L_s L_r^2} \right) i_{sd} + \omega_s i_{sq} \\ &+ \frac{L_m R_r}{\sigma L_s L_r^2} \psi_{rd} + \frac{L_m}{\sigma L_s L_r} \omega \psi_{rq} + \frac{1}{\sigma L_s} v_{sd} \\ \frac{di_{sq}}{dt} &= -\left(\frac{R_s R_r}{\sigma L_s} + \frac{L_m^2 R_r}{\sigma L_s L_r^2} \right) i_{sq} - \omega_s i_{sd} \\ &- \frac{L_m}{\sigma L_s L_r} \omega \psi_{rd} + \frac{L_m R_r}{\sigma L_s L_r^2} \psi_{rq} + \frac{1}{\sigma L_s} v_{sq} \end{aligned}$$

con $\sigma = 1 - \left(\frac{L_m^2}{L_s L_r} \right)$. Las variables de estado del sistema son: la velocidad, los flujos del rotor y las corrientes del estator, $(\omega, \psi_{ra}, \psi_{rb}, i_{sa}, i_{sb})$, ω_s es la velocidad angular síncrona, J el momento de inercia del rotor, n_p el número de pares de polos, L_m la inductancia de magnetización, L_r la inductancia del rotor, T_L es el par de carga, f la fricción, R la resistencia y v el voltaje.

II-D. Sistema de engranes planetarios

El acoplamiento entre las fuentes de potencia y la tracción es mediante un sistema de engranes planetarios (SEP). La Fig. 3 muestra un esquema de este dispositivo mecánico. El MCI es acoplado a través de un embrague-freno al engrane solar del SEP, el ME es conectado al engrane anular y las llantas son conectadas al porta planetas (Ambarisha y Parcker, 2007) y (Szumanowski *et al.*, 2005).

La relación de engranaje es calculada a partir de la velocidad del porta planetas con respecto al engrane anular y al engrane solar, lo que resulta ser equivalente a una división

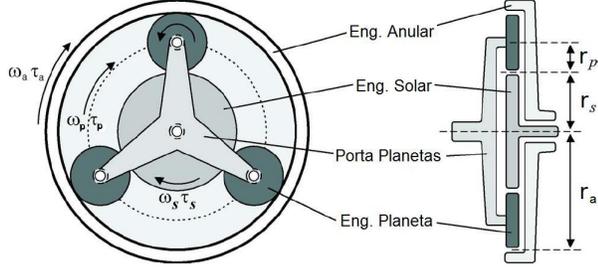


Figura 3. Sistema de engranes planetarios

del radio del engrane anular entre el radio del engrane solar, de (Kessels *et al.*, 2008) y (John. M. Miller, 2006).

$$R = \frac{\omega_s - \omega_p}{\omega_a - \omega_p} = -\frac{r_a r_p}{r_p r_s} = -\frac{r_a}{r_s} = -\frac{z_a}{z_s}$$

donde ω es la velocidad angular, r el radio, z el número de dientes y los subíndices s , p y a representan al engrane solar, porta planetas y engrane anular, respectivamente. Definiendo $k = \frac{r_a}{r_s} = -R$, la velocidad angular en el SEP satisface

$$\omega_p = \frac{1}{(k+1)}\omega_s + \frac{k}{(k+1)}\omega_a \quad (6)$$

donde ω_p , ω_s y ω_a son las velocidades angulares del porta planetas, MCI y ME.

El balance de potencias en el SEP satisface

$$T_p \omega_p = T_s \omega_s + T_a \omega_a \quad (7)$$

Las Ecs. (6) y (7) son las restricciones dinámicas y cinemáticas, respectivamente, que se deben satisfacer todo el tiempo por las estrategias empleadas para el flujo de potencia del SEP.

II-E. Modelo del vehículo

El vehículo se considera como una masa en movimiento sometida a la fuerza de tracción $F_{tr}(t)$. Las fuerzas para la tracción incluyen la fuerza de resistencia aerodinámica $F_a(t)$, por resistencia al rodamiento $F_r(t)$, la fuerza gravitacional $F_g(t)$ incluida por la inclinación de la carretera, que están dadas por (Xiong *et al.*, 2009), (Kessels *et al.*, 2008)

$$\begin{aligned} F_a(t) &= 0.5\rho_a v(t)^2 C_d A_d \\ F_r(t) &= mgC_r \cos \gamma(t) \\ F_g(t) &= mg \sin \gamma(t) \end{aligned} \quad (8)$$

donde ρ_a es la densidad del aire, $v(t)$ la velocidad del vehículo, C_d el coeficiente de resistencia aerodinámica, A_d el área frontal del vehículo, m la masa del vehículo, g la constante de aceleración por gravedad, C_r el coeficiente de resistencia al rodamiento del neumático y γ la pendiente de la carretera.

La velocidad del vehículo $v(t)$ es evaluada mediante

$$m \frac{dv(t)}{dt} = F_{tr} - F_a(t) - F_r(t) - F_g(t) - F_p(t) \quad (9)$$

que incluye la fuerza $F_p(t)$ debido a incertidumbres y perturbaciones.

El par de impulsión $T_{tr}(t)$ y la velocidad rotacional $\omega_{tr}(t)$ en la arquitectura paralelo (P-VEH) tiene en cuenta el radio de llanta r_{ll} , la relación final R_f y se incorpora la relación de engranes, por lo que se agrega K (Kessels *et al.*, 2008).

$$\omega_{trac}(t) = \frac{R_f}{r_{ll}} K v(t) \quad (10)$$

$$T_{trac}(t) = \frac{r_{ll}}{R_f K} F_{tr}(t) \quad (11)$$

La potencia mecánica requerida P_p desde el tren de engranes es

$$P_p(t) = \omega_{trac}(t) T_{trac}(t) = v(t) F_{tr}(t) \quad (12)$$

III. ESTRATEGIA PARA CONTROL DE FLUJO DE POTENCIA

Se asume que el MCI y ME son controlados por controladores independientes, cuyos puntos de referencia son determinados por la estrategia de control de flujo de potencia.

III-A. Control del motor de combustión interna

El control de velocidad del MCI toma como referencia $\omega_{ref} > 0$, el controlador usado es de (Outbib *et al.*, 2002), que define el flujo de combustible como

$$\dot{m}_f = \frac{-(h_2 p_a + \frac{h_3}{\omega_{mci}} P_p + \omega_{mci} - \omega_{ref}) + \sqrt{\Delta_h}}{2 \frac{h_1}{\omega_{mci}}} \quad (13)$$

donde $\Delta_h = (h_2 p_a + \frac{h_3}{\omega_{mci}} + \omega_{mci} - \omega_{ref})^2 - 4 \frac{h_1}{\omega_{mci}} h_3$, para todo $\omega(0) > 0$, se tiene que $\omega(t) \rightarrow \omega_{ref}$ cuando $t \rightarrow +\infty$. Este control permite seguimiento asintóticamente estable de la referencia de velocidad del MCI.

III-B. Control del motor de inducción

Para controlar la ME, se usa un controlador por modos deslizantes de (Mezouar *et al.*, 2006), que mediante los voltajes de estator se obtiene seguimiento asintótico de la referencia de velocidad y par para la ME.

$$\begin{bmatrix} v_{sq} \\ v_{sd} \end{bmatrix} = -D^{-1} F - D^{-1} \begin{bmatrix} K_\omega & 0 \\ 0 & K_\psi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \text{sign}(S_{c1}) \\ \text{sign}(S_{c2}) \end{bmatrix} \quad (14)$$

donde $K_\omega > 0$, $K_\psi > 0$.

$$D = \frac{1}{\sigma L_s} \begin{bmatrix} -\frac{r_p^2 L_m}{J L_r} \psi_{rd} & 0 \\ 0 & -\frac{R_r L_m}{L_r} \end{bmatrix}, F = [F_1 \ F_2]^T$$

$$\begin{aligned}
F_1 &= (\ddot{\omega}_{ref} + \lambda_{\omega}\dot{\omega}_{ref} + \frac{n_p}{J}\dot{T}_L) + (-\lambda_{\omega} + \frac{f}{J})f_1 \\
&\quad - \frac{n_p^2 L_m}{J L_r} (i_{sq} f_2 + \psi_{rd} f_4) \\
F_2 &= (\ddot{\psi}_{ref} + \lambda_{\psi}\dot{\psi}_{ref}) + (\frac{R_r}{L_r} - \lambda_{\psi})f_2 - \frac{R_r L_m}{L_r} f_3
\end{aligned}$$

III-C. Ciclo de manejo

Los ciclos de manejo para autobuses urbanos de la Ciudad de México fueron obtenidos por la West Virginia University (WVU) (Vega, 2006). Estos son tres ciclos de manejo con duración de 1000 s. La Fig. 4 muestra el ciclo de manejo de alta velocidad.

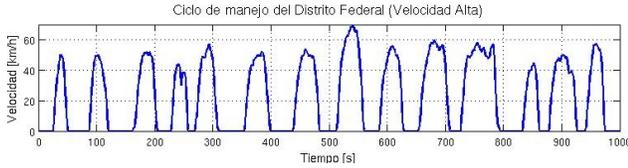


Figura 4. Ciclo de manejo para autobus a velocidad alta en el DF.

III-D. Estrategia para la distribución de potencia

El problema de control a ser resuelto es distribuir la potencia requerida en el SEP entre las dos fuentes de potencia con el objetivo de economizar combustible. Este problema tiene múltiples soluciones, ya que la combinación de par y velocidad en cada fuente de potencia puede ser arbitraria mientras se obtenga la potencia demandada.

Las ecuaciones a resolver para la solución de este problema son:

$$P_p = \frac{T_{me}\omega_{me} + T_{mci}\omega_{mci}}{1} \quad (15)$$

$$\omega_p = \frac{(k+1)\omega_{mci} + k\omega_{me}}{(k+1)} \quad (16)$$

donde P_p es la potencia, T el par, ω la velocidad, k la constante de relación de engranaje del SEP y los subíndices p , mci y me representan el porta planetas, MCI y ME, respectivamente. Note que P_p es la potencia requerida por la tracción del vehículo para satisfacer los requerimientos del ciclo de manejo.

El enfoque desarrollado en este artículo está basado en las siguientes observaciones:

1. El requerimiento más importante en el control del flujo de potencia del VEH es la habilidad para satisfacer la demanda total de potencia.
2. Todas las soluciones óptimas del control de flujo de potencia deben preservar el estado de carga de las baterías, en un promedio sobre un periodo de tiempo suficientemente largo.
3. Para minimizar el consumo de combustible, el MCI debe operar en regiones de alta eficiencia.

La observación 2, clave en la estrategia de este artículo, señala que todas las soluciones óptimas basadas en ciclos de

manejo preservan el estado inicial de carga de las baterías al final del ciclo, de lo contrario el vehículo no puede sostener una repetición del mismo ciclo de manejo. Una observación similar se hace en (Musardo *et al.*, 2005), cuando se discute la sintonización del A-ECMS. La observación 3 puede ser verificada, por ejemplo, en (John. M. Miller, 2006) o (Ehsani *et al.*, 2007), por esta razón, principalmente, los VEH son más eficientes que los vehículos convencionales.

Se emplean dos estrategias para reducir el consumo de combustible: Usar la ME tanto como sea posible y operar el MCI en la eficiencia máxima posible.

Asumiendo que el estado de carga en las baterías puede ser tomado como valor de referencia, para el caso de tracción, $P_p \geq 0$, el criterio empleado es

$$J_1 = \max \int_0^{T_c} (\text{sign}(P_p) \text{sign}(soc - soc_{ref})) P_{me} dt \quad (17)$$

donde T_c es la duración del ciclo de manejo, soc_{ref} la referencia del soc y P_{me} la potencia de la ME. Esta expresión es usada para el caso de tracción y tracción recargando baterías.

Para el caso de frenado, $P_p < 0$, el criterio empleado es

$$J_2 = \max \int_0^{T_c} (\text{sign}(P_p)) P_{me} dt \quad (18)$$

El valor de las Ecs. (17)-(18) es maximizado cuando $P_{me} = \min \{ \text{sign}(P_p) P_p, \text{sign}(P_p) P_{me}^{max} \}$, con P_{me}^{max} la potencia máxima de la ME (asumida igual para el caso de motor y generador). Para evitar el cambio brusco inducido por $\text{sign}(P_p)$ se usa una función suave del soc . De esta forma

$$P_{me} = P_{me}(soc) = \alpha_i(soc) P_{me}^{max} \quad (19)$$

donde el subíndice i en Ec. (19) es 1 cuando $P_p \geq 0$ y 2 cuando $P_p < 0$, $\alpha_i \in [-1, 1]$

Si se asumen conocidas P_p y ω_p , la solución propuesta al problema de control de flujo de potencia inicia al sustituir la Ec. (19) en la Ec. (15), esto es

$$P_p = \alpha_i P_{me}^{max} + P_{mci} \quad (20)$$

El valor de α_i depende del valor de referencia soc_{ref} . La forma de $\alpha_i(soc)$ determina que tanta potencia eléctrica es tomada o proveída sobre un punto dado. Una posible forma para $\alpha_i(soc)$ se muestra en la Fig. 5 que es descrita por

$$\alpha_1 = \tanh(A_1(soc - soc_{ref})) \quad P_p \geq 0 \quad (21)$$

$$\alpha_2 = 0.5 - 0.5(\tanh(A_2(soc - soc_{full}))) \quad P_p < 0 \quad (22)$$

donde soc_{full} es un valor de referencia para evitar la sobrecarga de la batería en el caso del generador.

Fig. 5 revela que cuando $P_p \geq 0$, $\alpha_i \in [-1, 1]$ dependiendo del soc ; si α_1 es positiva la ME opera como motor, de lo contrario opera como generador. Cuando $P_p < 0$, $\alpha_2 \in [0, 1]$, el frenado regenerativo es posible y la ME puede

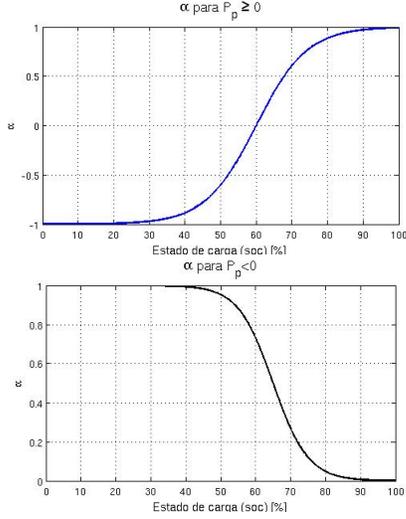


Figura 5. α para $P_p \geq 0$ y para $P_p < 0$

funcionar solo como generador. Se pretende el máximo uso de la potencia eléctrica para tracción o recarga de baterías.

Con α_i , se fija la potencia eléctrica en la Ec. (15). P_{mci} se determina como sigue

$$P_{mci} = \min(P_p - P_{me}, P_{mci}^{max}); \quad P_p \geq 0$$

que garantiza que el MCI provee potencia hasta su máxima capacidad.

Para el caso de frenado regenerativo, $P_p < 0$, el generador tiene un límite para recuperar potencia y de esta forma

$$P_{Freno} = \max\{0, P_p - \alpha_2 P_{me}^{max}\}$$

donde P_{Freno} es la potencia disipada por los frenos de fricción.

Dada P_{mci} , la velocidad angular a la cual el MCI debe operar, ω_{mci} , es obtenida de la curva de máxima eficiencia en la gráfica potencia contra velocidad angular. Esta curva tiene una forma similar a la que muestra la Fig. 6 y es aproximada por un polinomio con P_{mci} como variable independiente. Con esto, el MCI es usado con alta eficiencia.

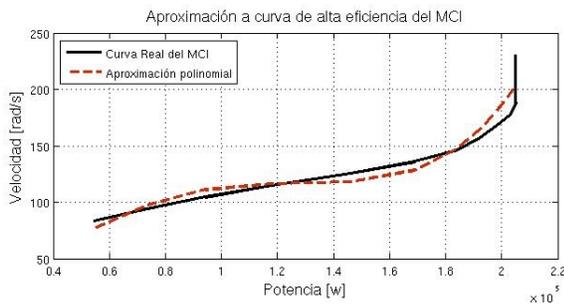


Figura 6. Potencia contra velocidad en alta eficiencia del MCI

Una vez que ω_{mci} es obtenida de la curva de alta

eficiencia, el par requerido en el MCI es obtenido de

$$T_{mci} = \frac{P_{mci}}{\omega_{mci}} \quad \text{para } \omega > 0 \quad (23)$$

$$T_{mci} = 0 \quad \text{para } \omega = 0 \quad (24)$$

El paso final es determinar la velocidad angular y par de la ME. De Ec. (16) ω_{me} es

$$\omega_{me} = \frac{(k+1)}{k} \left(\omega_p - \frac{1}{(k+1)} \omega_{mci} \right) \quad (25)$$

y el par T_{me} es obtenido de

$$T_{me} = \frac{P_{me}}{\omega_{me}} \quad \text{para } \omega > 0 \quad (26)$$

$$T_{me} = 0 \quad \text{para } \omega = 0 \quad (27)$$

En el caso del frenado regenerativo, $P_p < 0$ y $P_{mci} = 0$ y la recuperación de potencia eléctrica se obtiene directamente.

IV. RESULTADOS DE SIMULACIÓN

Para la simulación se supone un autobús con masa de 15,000 [kg], un MCI diésel de 205 kw, un embrague entre el MCI y el SEP con $k = 5$. La máquina eléctrica es un motor de inducción de 93 kw y las baterías son de 25 [Ah] a 288 [v]. Se siguen tres ciclos de manejo estándar de la Cd. de México: (1) velocidad baja, (2) velocidad media y (3) velocidad alta.

Se ajustan cuatro parámetros en el algoritmo: A_1 , A_2 , soc_{ref} y soc_{full} . Adicionalmente, el estado de carga inicial de las baterías, debe ser considerado. se ejecutaron numerosas simulaciones para probar la sensibilidad de estos parámetros y encontrar la mejor combinación de ellos. Todas las simulaciones reportadas tienen en común que el estado de carga de las baterías inicial y final es igual. Toda combinación de parámetros que viola esta condición fue descartada.

La característica más importante de cualquier estrategia de control de flujo de potencia en el VEH es la habilidad de satisfacer las demandas del conductor. Un ejemplo típico del seguimiento de velocidad se muestra en la Fig. 7, que ilustra la velocidad real y deseada del VEH y el error de seguimiento de velocidad, para ciclos de manejo de alta velocidad, respectivamente. Los picos de errores son de 2 [km/h] y el error medio de seguimiento de velocidad es cercano a 0.25 [km/h]. Estos errores son muy aceptables comparados con los márgenes de errores reportados en la literatura.

La tabla I muestra los resultados más significativos del ajuste de parámetros del algoritmo¹. El estado de carga inicial de las baterías soc_0 se escoge de la siguiente forma

$$soc_{ref} < soc_0 < soc_{full}$$

El valor de soc_{ref} fue establecido como 60% para la

¹Para la comparación propuesta considere el consumo de combustible para el ciclo de manejo de un autobús con solo el MCI de 17.36 [kg], para velocidad alta, respectivamente

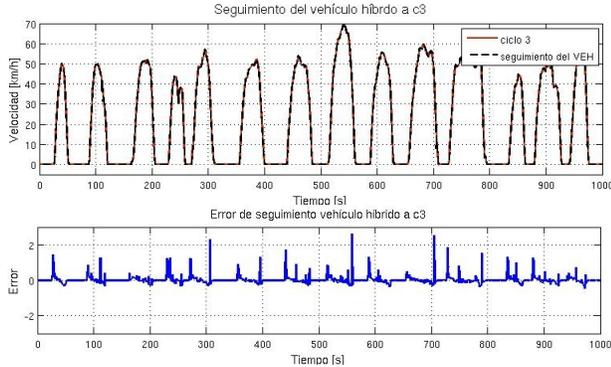


Figura 7. Seguimiento de velocidad del VEH.

TABLA I

CICLO DE MANEJO (3). VARIACIÓN DE PARÁMETROS A_1 , A_2 , soc_{ref} Y soc_0 CONTRA CONSUMO DE COMBUSTIBLE [kg]

A_1	soc_{ref}	A_2	soc_{full}	Comb.	soc_0	soc_{fin}
0.040	60	0.13	65	10.65	63.5	63.57
0.055	60	0.13	75	10.21	63.5	63.57
0.055	60	0.30	90	10.21	63.5	63.57
0.085	70	0.30	90	10.20	72.3	72.35

mayoría de los casos y de 70% para el resto. Este valor no es particularmente importante, está más relacionado a la autonomía deseada del VEH, cuando solo la ME puede operar. La diferencia $soc_{full} - soc_{ref}$ y $soc_0 - soc_{ref}$ es más importante. Para determinados soc_0 y soc_{full} se probaron diferentes valores de A_1 y A_2 , para el ajuste de parámetros. La sintonización de estos parámetros se realizó manualmente por prueba y error.

El papel de soc_{full} es incentivar la recuperación de energía durante el frenado regenerativo. Cuando $soc_{full} - soc_0 > 10\%$, la energía adicional no fué recuperada en el frenado regenerativo para todos los ciclos.

La Fig. 8 muestra los resultados de simulación para diferentes capacidades de baterías con algún soc_0 . Es claro que el tamaño de las oscilaciones incrementa para baterías pequeñas. Esto indica que el tamaño del banco de baterías del VEH está más relacionado con la autonomía deseada que con el ciclo de manejo.

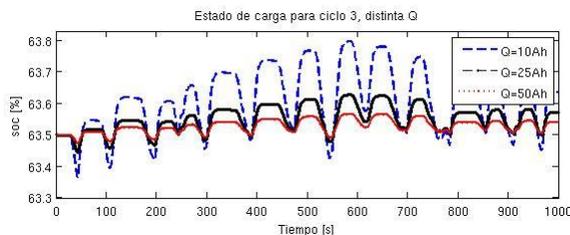


Figura 8. Estado de carga en la batería del vehículo híbrido.

V. CONCLUSIONES

Se presentó una estrategia novedosa para el control de flujo de potencia en un vehículo híbrido paralelo. La estra-

tegia se probó con un modelo matemático de un autobús híbrido que debe seguir ciclos de manejo estandarizados.

La estrategia se desarrolló usando las restricciones dinámicas y cinemáticas del SEP. La estrategia es simple e implícitamente incluye los resultados basados en control óptimo cuando se fuerza el MCI a operar en regiones de alta eficiencia para reducir el consumo de combustible.

Los resultados de simulación indican que la estrategia consigue el objetivo de distribuir adecuadamente la potencia, según la demanda del ciclo de manejo y el estado de carga de las baterías.

El modelo matemático permite analizar, además de la estrategia de control, aspectos de dimensionamiento de los principales componentes: el tamaño del MCI, de la ME y del banco de baterías.

REFERENCIAS

- Ambarisha, Vijaya Kumar y Robert. G. Parcker (2007). Nonlinear dynamics of planetary gears using analytical and finite element models. *Journal of sound and vibration* **302**, 577–595.
- Chau, K. T. y C. C. Chan (2007). Emergin Energy-Efficient Technologies for Hybrid Electric Vehicles. *Proceedins of the IEEE* **95**, 821–835.
- Ehsani, M., Y. Gao y J. M. Miller (2007). Hybrid Electric Vehicles: Architecture and Motor Drives. *Proceedins of the IEEE* **95**, 719–728.
- John. M. Miller (2006). Hybrid Electric Vehicle Propulsion System Architectures of the e-CVT Type. *IEEE Transactions on Power Electronics* **21**, 756–767.
- Kessels, J. T. B. A., W. T. Koot, P. P. J. van den Bosch y D. B. Kok (2008). Online Energy Management for Hybrid Electric Vehicles. *IEEE Transactions on Vehicular Technology* **57**, 3428–3440.
- Mezouar, A., M. K. Fellah, S. Hadjeri y Y. Sahali (2006). Adaptive speed sensorless vector control of induction motor using singularly perturbed sliding mode observer. *IEEE Industrial Electronics* pp. 932–939.
- Musardo, C., G. Rizzoni y B. Sataccia (2005). A-ECMS: An Adaptive Algorithm for Hybrid Electric Vehicle Energy Management. En: *44th IEEE Conference on Decision and Control, and the European Control Conference*. Seville, Spain.. pp. 1816–1823.
- Outbib, R., X. Dovifaaz, A. Rachid y M. Ouladsine (2002). Speed control of a diesel engine: a nonlinear approach. En: *American Control Conference*. Anchorage, Alaska, USA.. pp. 3293–3294.
- Pang, Shuo, Ferrell Jay, Du Jie y Barth Matthew (2001). Battery State of Charge Estimation. En: *American Control Conference*. Arlington, VA, USA.. pp. 1644–1649.
- Peresada, S., A. Tilli y A. Tonielli (2004). Power control of a doubly fed induction machine via output feedback. *Control Engineering Practice* **12**, 41–57.
- Pisu, P. y G. Rizzoni (2007). A Comparative Study Of Supervisory Control Strategies for Hybrid Electric Vehicles. *IEEE Transactions on Control Systems Technology* **15**, 506–518.
- Szumanowski, Antoni, Chang Yuhua y Piotr Piórkowski (2005). Analysis of Different Control Strategies and Operating Modes of Compact Hybrid Planetary Transmission Drive. *Vehicle Power and Propulsion* **7**, 673–680.
- Tzeng, S., K. D. Huang y C. C. Chen (2005). Optimization of the dual energy-integration mechanism in a parallel-type hybrid vehicle. *Applied Energy* **80**, 225–245.
- Vega, Eduardo (2006). Pruebas en Campo de Autobuses de Tecnologías Alternativas en la Ciudad de México. *Gobierno del Distrito Federal, Secretaría del Medio Ambiente* pp. 30–32.
- Xiong, W. W. y C. L. Yin (2009). Design of Series-parallel Hybrid Electric Propulsion Systems and Application in City Transit Bus. *WSEAS Transaction on Systems* **8**, 578–590.
- Xiong, W., Y. Zhang y C. Yin (2009). Optimal Energy Management for a Series-Parallel Hybrid Electric Bus. *Energy conversion and management* **50**, 1730–1738.