

# CONTROL DE ESTABILIDAD BASADO EN MPC PARA UN VEHÍCULO ELÉCTRICO CON MOTORES EN RUEDA

Gonzalo Hernández, Carlos Bordons, David Marcos, Carlos Montero  
Dep. de Ingeniería de Sistemas y Automática  
Escuela Superior de Ingeniería  
Camino de los descubrimientos S/N, 41092 Sevilla  
gonherrod@alum.us.es

## Resumen

*Hoy en día, el número de vehículos se está incrementando, lo que supone un problema dado que la gran mayoría de emisiones y de consumo de petróleo recae sobre ellos. Por esta razón la mayoría de fabricantes de coches investigan las posibilidades de la movilidad sostenible. Estas nuevas plataformas, tales como vehículos eléctricos e híbridos, cobran cada vez más importancia debido a su mayor eficiencia termodinámica.*

*Los vehículos eléctricos suponen una excelente plataforma donde desarrollar y probar estrategias avanzadas de control dinámico, ya que el par de estos motores puede ser controlado de manera rápida y precisa. En este trabajo se usa una de las más versátiles, la cual dispone de cuatro motores en rueda que pueden ser controlados independientemente.*

*El objetivo general de este trabajo es desarrollar un control electrónico de estabilidad que mejore la dinámica del vehículo y lo haga más seguro para el conductor. La idea es evitar pérdidas de control o al menos, ayudar al conductor a recuperar la estabilidad. Este trabajo se basa en un prototipo completamente funcional, llamado FOX, que tiene la configuración antes descrita.*

**Palabras Clave:** Model Predictive Control (MPC), Control de estabilidad, Dinámica de vehículos.

## 1 INTRODUCCIÓN

Para satisfacer la demanda creciente de seguridad en los vehículos, los fabricantes investigan y presentan diversos tipos de esquemas de control. Los vehículos eléctricos e híbridos van tomando cada vez más protagonismo debido a la mayor conciencia medioambiental y al aumento de precio de los combustibles. En concreto, los vehículos eléctricos poseen una serie de características que los hacen adecuados para el estudio de nuevas estrategias de control. Este trabajo se basa en un prototipo con cuatro motores eléctricos alojados en las ruedas,

llamado FOX. Este es un vehículo que ha sido diseñado como plataforma de pruebas para sistemas de control, tales como gestión de potencia o control dinámico. Cuenta con dos fuentes de energía, el almacenamiento por baterías y por pila de hidrógeno, durante el desarrollo de este trabajo sólo está disponible la alimentación por baterías. El FOX está basado en un chasis de competición que ha sido modificado para poder introducir los cuatro motores necesarios para la arquitectura “in-wheel”.

El objetivo general es el diseño de un control de estabilidad para un vehículo eléctrico con tracción independiente a las cuatro ruedas, con el fin de evitar la pérdida de control ante una situación de emergencia y de mejorar la dinámica del vehículo cuando esta alcanza regímenes no lineales.



Figura 1. Vehículo FOX.

Para las simulaciones se parte de un modelo desarrollado en el marco de la tesis doctoral [4]. Este modelo está hecho utilizando SimMechanics, que es una herramienta de Matlab/Simulink que permite simular sistemas mecánicos. El control de estabilidad se implementará mediante un controlador en Matlab y se pondrá a prueba la funcionalidad del mismo con diferentes maniobras de prueba muy usadas en la industria.

Para determinar el momento angular necesario para corregir la dinámica del vehículo se implementará un controlador predictivo (MPC). Éste actuará como controlador de alto nivel y enviará este dato a otro controlador de bajo nivel, que se encargará de generar la actuación necesaria mediante el reparto

independiente de par. Para esta función se usa un controlador vectorial de par (TVC). Uno de los puntos importantes es hacer que el controlador sea lo más transparente posible al usuario puesto que, de ser un sistema muy invasivo se generaría el efecto contrario, sintiendo el conductor mayor sensación de inseguridad con nuestro controlador activo [7].

## 2 MODEL PREDICTIVE CONTROL (MPC)

### 2.1 ESQUEMA DE CONTROL

El control predictivo basado en modelo es un tipo de control óptimo que usa un modelo simplificado del proceso para estimar las futuras salidas del sistema y actuar así en consecuencia. Se ha usado este tipo de controlador ya que dan muy buenos resultados para casos multivariable, con retraso o no lineales, y el vehículo tiene todas esas características. El controlador calcula el momento angular necesario para corregir la dinámica del vehículo basándose en dos variables. Por un lado, en la velocidad angular, ya que es una variable muy importante para mejorar la estabilidad cerca del límite físico. Por otro, controla también el ángulo de deriva lateral (o ángulo sideslip) puesto que un vehículo puede estar circulando con una velocidad angular aceptable pero deslizando lateralmente, además, muchos autores afirman que se puede lograr un control más completo añadiendo esta variable [6].

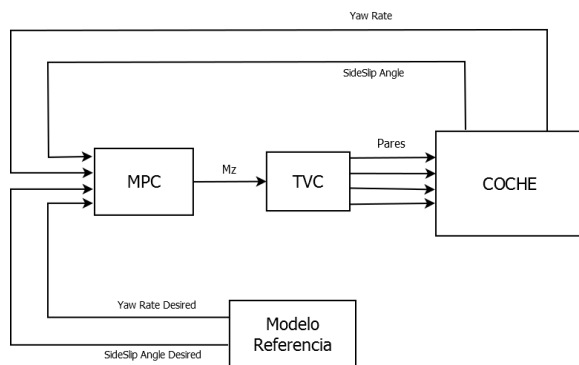


Figura 2. Croquis del sistema de control

### 2.2 FORMULACIÓN MPC

Se pasa ahora a describir en detalle el controlador predictivo. En nuestro caso el sistema tiene múltiples entradas y múltiples salidas (MIMO), aun así, por simplicidad se detalla a continuación el desarrollo para un caso SISO, siendo el paso de uno a otro inmediato con el aumento pertinente de los vectores utilizados. Se parte de una descripción en el espacio de estados del sistema, el siguiente desarrollo ha sido obtenido de [1].

$$\begin{cases} x(t) = A \cdot x(t-1) + B \cdot u(t-1) \\ y(t) = C \cdot x(t) \end{cases} \quad (1)$$

Se utiliza a continuación una notación incremental para la actuación, donde ahora la señal de control pasa a ser  $\Delta u(t) = u(t) - u(t-1)$ . El sistema de ecuaciones queda de la siguiente manera:

$$\begin{bmatrix} x(t+1) \\ u(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ 0 & I \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x(t) \\ u(t-1) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B \\ I \end{bmatrix} \cdot \Delta u(t) \quad (2)$$

$$y(t) = [C \quad 0] \cdot \begin{bmatrix} x(t) \\ u(t-1) \end{bmatrix} \quad (3)$$

Para simplificar las expresiones anteriores, se define un nuevo vector de estados extendido como  $\bar{x}(t) = [x(t) \quad u(t-1)]^T$ , obteniendo el sistema la siguiente forma general:

$$\begin{cases} \bar{x}(t+1) = M \cdot \bar{x}(t) + N \cdot \Delta u(t) \\ y(t) = Q \cdot \bar{x}(t) \end{cases} \quad (4)$$

Donde la relación entre las matrices  $(M, N, Q)$  y las matrices no incrementales  $(A, B, C)$  es fácilmente obtenible comparando las ecuaciones (2) y (3) con (4). El vector de estado extendido y el vector de salidas quedan de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} \bar{x}(t) &= [\beta(t) \quad \dot{\beta}(t) \quad r(t) \quad \dot{r}(t) \quad \delta(t) \quad M_z(t-1)]^T \\ y(t) &= [\beta(t) \quad r(t)]^T \end{aligned}$$

En dichas expresiones se tiene el ángulo sideslip ( $\beta$ ), la velocidad angular alrededor del eje z ( $r$ ), el ángulo de giro de las ruedas delantera ( $\delta$ ) y el momento angular que es necesario aplicar al vehículo para corregir su dinámica ( $M_z$ ).

Para minimizar la función objetivo, es necesario hacer un cómputo de las salidas futuras del sistema dentro del horizonte de predicción. Usando el modelo incremental se obtienen las salidas de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} \hat{y}(t+j) &= QM^j \cdot \hat{x}(t) + \dots \\ &\dots + \sum_{i=0}^{j-1} QM^{j-i-1} N \cdot \Delta u(t+i) \end{aligned} \quad (5)$$

Cabe notar que es necesaria a su vez una estimación del vector de estados  $\hat{x}(t)$ . En este caso, todas las componentes del vector de estados son medibles así que no se necesita implementar un observador. Se agrupan todas las predicciones de las salidas en una única variable. Este nuevo vector puede ser calculado de forma matricial de este modo:

$$y = \begin{bmatrix} \hat{y}(t+1|t) \\ \vdots \\ \hat{y}(t+N_p|t) \end{bmatrix} = \mathbf{F}\hat{x}(t) + \mathbf{H}\mathbf{u} \quad (6)$$

Siendo  $\mathbf{u} = [\Delta u(t) \dots \Delta u(t+N_u-1)]^T$  el vector de futuros incrementos de control,  $\mathbf{H}$  una matriz triangular inferior cuyos elementos no nulos están definidos por  $\mathbf{H}_{ij} = QM^{i-j}N$ .

Por su parte la matriz  $\mathbf{F}$  se define como:

$$\mathbf{F} = \begin{bmatrix} QM \\ QM^2 \\ \vdots \\ QM^{N_p} \end{bmatrix} \quad (7)$$

Llegados a este punto se establece una expresión matricial para la función objetivo que busca minimizar el error entre las futuras salidas y referencias, pero manteniendo contenido el esfuerzo de control. Suponiendo por simplicidad la variable de peso para la salida  $\delta(j) = 1$  y el de las actuaciones  $\lambda(j) = \lambda$ , se tiene lo siguiente:

$$J = (\mathbf{H}\mathbf{u} + \mathbf{F}\hat{x}(t) - \mathbf{w})^T(\mathbf{H}\mathbf{u} + \mathbf{F}\hat{x}(t) - \mathbf{w}) + \dots + \lambda\mathbf{u}^T\mathbf{u} \quad (8)$$

Como se ha usado una función objetivo cuadrática y el sistema es lineal y sin restricciones, se puede expresar la señal de actuación de la siguiente manera:

$$\mathbf{u} = (\mathbf{H}^T\mathbf{H} + \lambda\mathbf{I})^{-1}\mathbf{H}^T(\mathbf{w} - \mathbf{F}\hat{x}(t)) \quad (9)$$

Se obtiene el vector  $\mathbf{u}$  que tendrá  $N_u$  elementos. Como se usa una estrategia de horizonte con retroceso, de los mismos sólo se envía el primer elemento al sistema, volviendo a repetir el cálculo con la nueva información para el siguiente instante de simulación.

### 2.3 OBTENCIÓN DE LAS REFERENCIAS

En este apartado se verá cuál es el estado deseado al que se intenta llevar el vehículo con nuestro controlador. Como estado deseado se asume que el coche está describiendo una trayectoria curvilínea de radio de giro constante ( $R$ ) con una dinámica estacionaria que mantiene los valores de velocidad ( $V$ ), velocidad angular ( $r$ ) y ángulo sideslip ( $\beta$ ) sin cambios. Consecuentemente, en este estado estacionario se cumple entonces que la aceleración longitudinal ( $a_x$ ), la aceleración angular ( $\dot{r}$ ) y la derivada del ángulo sideslip ( $\dot{\beta}$ ) son nulas. Con estas consideraciones, se puede obtener la siguiente expresión para la velocidad angular [9]:

$$r_{des} = \frac{V}{L + \frac{m}{L} \cdot \left( \frac{b}{C_{\alpha F}} - \frac{a}{C_{\alpha R}} \right) \cdot V^2} \cdot \delta \quad (10)$$

Donde la batalla del vehículo se define como  $L = a + b$  y los términos  $C_{\alpha}$  representan la rigidez de deriva lateral de cada neumático. Ésta es una expresión muy recurrente en la bibliografía, ya que nos da la velocidad angular para mantener un estado estacionario para cada entrada del volante. En nuestro caso es muy útil puesto que se conocen todas las constantes y el resto de variables son medibles por los sensores. Con respecto al ángulo sideslip, como se dijo anteriormente, el conductor es muy sensible a valores altos de este parámetro, por ende, nuestro objetivo de control pasará por mantenerlo en todo momento al mínimo, esto es:

$$\beta_{des} = 0 \quad (11)$$

### 2.4 MODELO DE REFERENCIA

Es imperativo disponer de un modelo del sistema. Se usará un modelo lineal en espacio de estados, lo que nos permitirá usar una expresión analítica para obtener la señal de control. Se ha elegido el modelo de la bicicleta, por su sencillez y precisión, se puede ver una representación de este modelo en la figura 3.

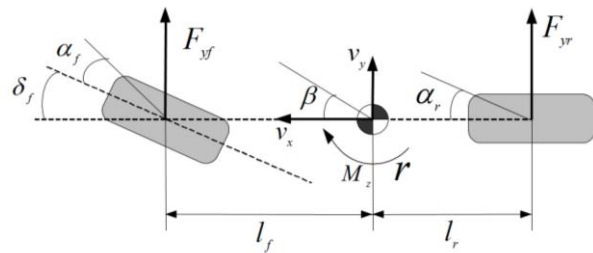


Figura 3. Modelo de la bicicleta [5].

Para comenzar a derivar las ecuaciones dinámicas del vehículo, se hace un balance de fuerzas en el eje Y y un balance de momentos alrededor del eje Z, tal y como se indica en [8], quedando:

$$m \cdot a_y = F_{yf} + F_{yr} \quad (12)$$

$$\dot{r} \cdot I_{zz} = a \cdot F_{yf} - b \cdot F_{yr} + M_z \quad (13)$$

Donde las fuerzas laterales para cada eje son simplificadas con la siguiente expresión lineal:

$$F_{yx} = C_x \cdot \alpha_x \quad (14)$$

Donde x representa el eje correspondiente. Siendo:

$$\alpha_f = \delta - \beta - \frac{a \cdot r}{V_x} \quad (15)$$

$$\alpha_r = -\beta + \frac{b \cdot r}{V_x} \quad (16)$$

Los términos  $\alpha_x$  representan el ángulo sideslip de cada eje, que es el ángulo entre la velocidad y el plano longitudinal de la rueda. Para aumentar la precisión del modelo se usa el modelo dinámico planteado en [8]:

$$F_{yx} = F_{yx\_lag} + t_{lag} \cdot \dot{F}_{yx\_lag} \quad (17)$$

Donde se ha introducido un concepto nuevo denominado tiempo de relajación  $t_{lag}$ . Éste tiene en cuenta el retraso desde que giran los neumáticos hasta que el vehículo comienza a virar. Formando un sistema con todas las ecuaciones anteriores se obtiene la siguiente formulación matricial de nuestro modelo de referencia:

$$x = A \cdot x + B \cdot [M_z] \quad (18)$$

$$y = C \cdot x \quad (19)$$

Donde las matrices quedan de la siguiente forma:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-(C_f + C_r)}{t_{lag} m V_x} & -\frac{1}{t_{lag}} & \frac{(b C_r - a C_f)}{t_{lag} m V_x^2} & -1 & \frac{C_f}{t_{lag} m V_x} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ \frac{(b C_r - a C_f)}{t_{lag} I_{zz}} & 0 & \frac{(b^2 C_r - a^2 C_f)}{t_{lag} I_{zz} V_x} & -1 & \frac{a C_f}{t_{lag} I_{zz}} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \\ \frac{1}{t_{lag} I_{zz}} \\ 0 \end{bmatrix} \quad C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Cabe destacar que se tiene que convertir este modelo a tiempo discreto para poder introducirlo en el sistema de control, ya que este trabaja en este dominio. Se discretizará mediante un mantenedor de orden cero.

Con esto, se obtiene un modelo del sistema adecuado para su uso en sistemas de tiempo real debido a su simplicidad. Además, obtiene un buen desempeño debido a los pequeños errores cometidos. Para la validación del modelo referimos al lector a [2].

### 3 CONTROLADOR VECTORIAL DE PAR (TVC)

#### 3.1 CÁLCULO DE PAR

Este controlador se encarga de generar el momento angular necesario repartiendo el par de manera

independiente para las cuatro ruedas. Una vez que se recibe este dato, se divide la tarea de generar el momento entre los dos ejes, con el método propuesto en [5]:

$$M_z = M_{z,front} + M_{z,rear} = \theta_f \cdot M_z + \theta_r \cdot M_z \quad (20)$$

En nuestro caso se toma un reparto equitativo entre los dos ejes. Se calcula la fuerza necesaria para generar un momento de la siguiente manera:

$$M_{z,front} = F_{x,FR} \cdot \frac{t_f}{2} + F_{x,FL} \cdot \frac{t_f}{2} \Rightarrow \dots$$

$$F_{x,F} = F_{x,FR} = F_{x,FL}$$

$$\dots M_{z,front} = F_{x,F} \cdot t_f \Rightarrow F_{x,F} = \frac{M_{z,front}}{t_f} \quad (21)$$

$$M_{z,rear} = F_{x,RR} \cdot \frac{t_r}{2} + F_{x,RL} \cdot \frac{t_r}{2} \Rightarrow \dots$$

$$F_{x,R} = F_{x,RR} = F_{x,RL}$$

$$\dots M_{z,rear} = F_{x,R} \cdot t_r \Rightarrow F_{x,R} = \frac{M_{z,rear}}{t_r} \quad (22)$$

Donde  $F_{x,FR}, F_{x,FL}, F_{x,RR}, F_{x,RL}$  son las fuerzas longitudinales de las ruedas delantera-derecha, delantera izquierda, trasera derecha y trasera izquierda, respectivamente. Por otra parte  $t_f, t_r$  son la anchura de los ejes delantero y trasero. A la hora de generar un momento angular se hace mediante un par de fuerzas para cada eje, esto es, fuerzas de igual módulo pero opuestas. De esta manera se garantiza que todas las ruedas están involucradas en la generación del momento correctivo y además, no se interfiere con la velocidad del vehículo como en los sistemas convencionales que frenan las ruedas independientemente.

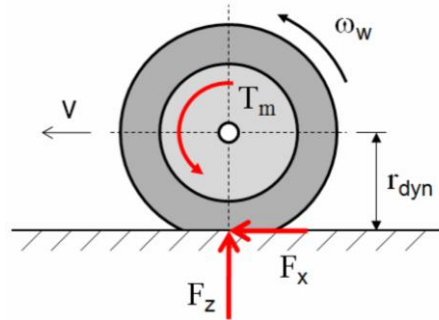


Figura 4. Balance de fuerzas en la rueda.

Una vez que ya se conocen la fuerza necesaria, se debe conocer qué par se debe enviar al motor para generar esa fuerza. Para calcularlo se hace el siguiente balance de fuerzas en la rueda, que se presenta en la figura 4:

$$T_m - F_x \cdot r_{dyn} = I_{yy} \cdot \dot{\omega} \Rightarrow \dots$$

$$\dots F_x = \frac{1}{r_{dyn}} (T_m - I_{yy} \cdot \dot{\omega}) \quad (23)$$

Donde  $T_m$  es el par que genera el motor,  $r_{dyn}$  es el radio dinámico del neumático aunque en nuestro caso por simplicidad se asume constante,  $I_{yy}$  es el momento de inercia de la rueda alrededor de su eje de giro y  $\omega$  es la velocidad angular de la rueda. Cabe destacar que se han obviado los efectos de la resistencia a la rodadura y la resistencia aerodinámica para simplificar el modelo.

Por último, se sustituye (23) en (22) y (21), para obtener las siguientes expresiones:

$$T_{m,i} = \frac{r_{dyn}}{t_f} \cdot M_{z,front} + I_{yy} \cdot \dot{\omega} \text{ con } i \in \{FR,FL\} \quad (24)$$

$$T_{m,i} = \frac{r_{dyn}}{t_r} \cdot M_{z,rear} + I_{yy} \cdot \dot{\omega} \text{ con } i \in \{RR,RL\} \quad (25)$$

### 3.2 LIMITADOR DE PAR

Para maximizar la fuerza de tracción aplicada al asfalto se debe estimar en todo momento cual es el par máximo que se puede enviar a la rueda. Si una rueda desliza disminuirá su potencial de tracción, en ese caso se envía menos par a la misma hasta que abandone dicho estado. Se parte del balance en (23) para obtener lo siguiente:

$$F_x = \frac{T}{r_{dyn}} - \frac{I_{yy} \cdot \dot{\omega}}{r_{dyn}^2} \quad (26)$$

Por otro lado, se representa la diferencia de aceleración entre el centro de gravedad del vehículo y la de la rueda con el siguiente factor:

$$f_T = \frac{\dot{V}_x}{\dot{V}_\omega} \quad (27)$$

Conocido este factor, se plantea aquí la ecuación propuesta por los autores en [10] para limitar el par máximo:

$$T_{max} = \left( \frac{I_{yy}}{f_T \cdot m \cdot r_{dyn}^2} + 1 \right) \cdot r_{dyn} \cdot F_x \quad (28)$$

Existe otro límite para el par máximo, que viene dado por las propias características de los motores que lleva el FOX. En este caso el fabricante nos indica que los motores son capaces de producir como máximo  $80 \text{ N} \cdot \text{m}$ , así que este será el límite en última instancia.

## 4 RESULTADOS DE SIMULACIÓN

En este apartado se presentan los resultados de la simulación. La prueba elegida es la ISO 3888 o maniobra del doble cambio carril. Ésta es una prueba en bucle cerrado que evalúa el vehículo y el conductor como conjunto. Es muy usada por los

fabricantes para evaluar sus sistemas de control ya que muestra las capacidades reales de un vehículo para gestionar una curva.

Las simulaciones se han hecho en el entorno SimMechanics. La velocidad de prueba escogida es de  $70 \text{ km/h}$  para llevar al coche a su límite físico, puesto que los sistemas de estabilidad demuestran su funcionamiento cuando el vehículo está operando en su región no lineal. A su vez, los parámetros del conductor virtual se seleccionarán de tal manera que se intenta imitar el comportamiento de un conductor medio.

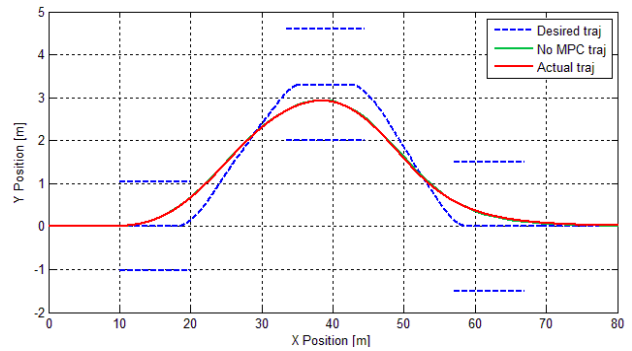


Figura 5. Trayectorias del vehículo.

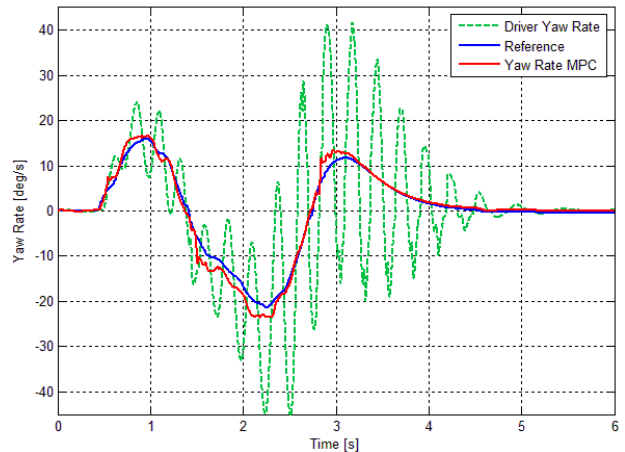


Figura 6. Velocidad angular del vehículo.

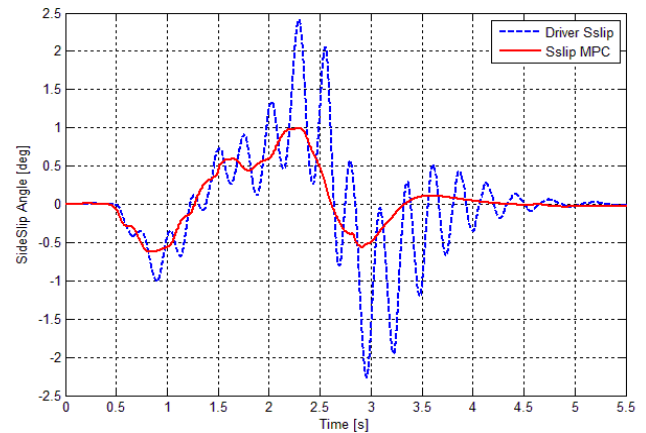


Figura 7. Ángulo sideslip del vehículo.

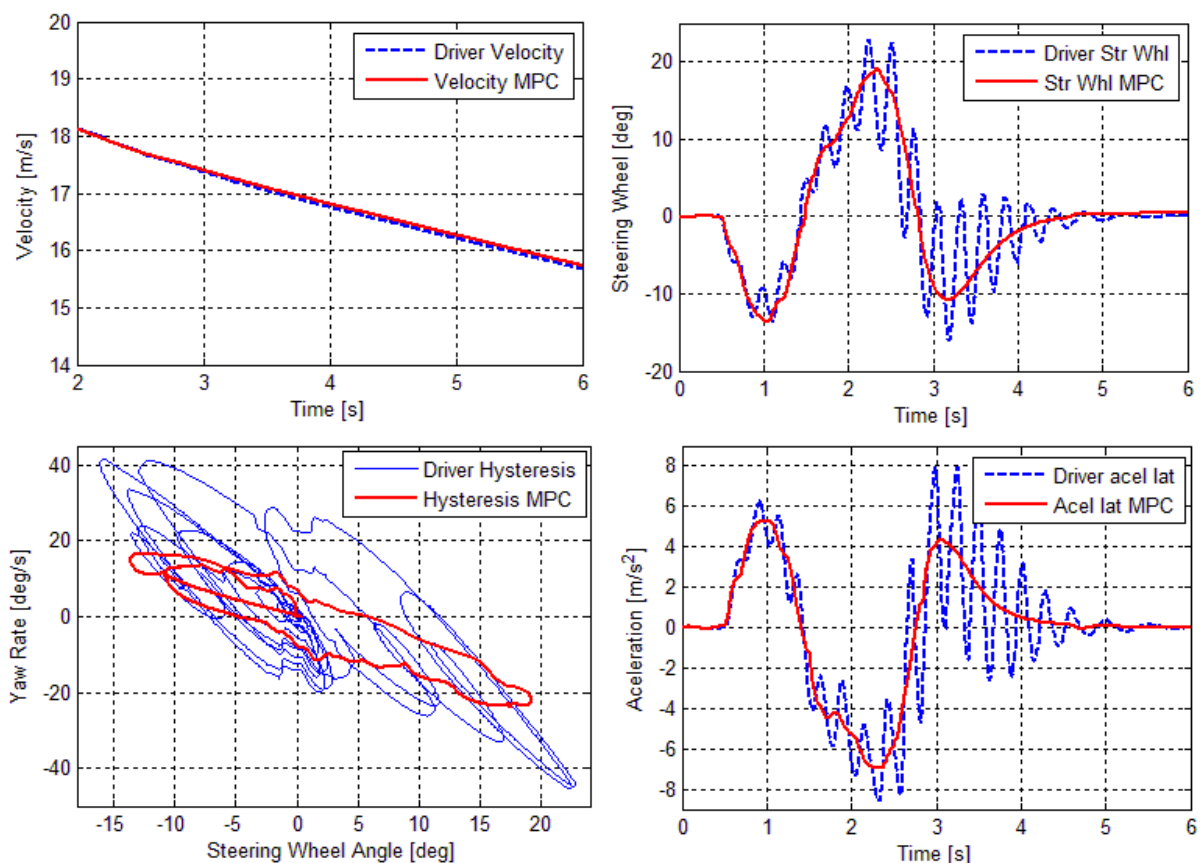


Figura 8. (a) Velocidad (b) Ángulo del volante (c) Velocidad angular en función del ángulo del volante (d) Aceleración lateral.

En la figura 5 se ve la trayectoria seguida por el vehículo con y sin controlador. Como se puede observar, no se aprecia una gran diferencia entre las trazadas.

En las dos figuras siguientes, la 6 y la 7, se representa lo que ocurre para las variables que nuestro sistema intenta controlar: la velocidad angular y el ángulo sideslip.

El controlador es capaz de igualar casi por completo la velocidad angular a la deseada. Esto es debido a que el controlador impide que el vehículo entre en un estado de oscilación que es muy difícil de detener, con lo que el comportamiento se vuelve mucho más suave y controlable por parte del conductor. Esta mejora en seguridad es vital para evitar accidentes, ya que en carretera una maniobra brusca suele finalizar en esta clase de fenómeno.

Para el ángulo sideslip tenemos que, sin controlador este parámetro sí plantea problemas ya que supera el intervalo de comportamiento lineal, que es de aproximadamente  $\pm 2^\circ$  [11], amén de la oscilación presente. Con el controlador activo se devuelven los valores máximos al intervalo de comportamiento lineal, reduciéndose el pico máximo de  $2.4^\circ$  a  $1^\circ$ , lo que nos garantiza una mejor maniobrabilidad y

predictibilidad. Además también se eliminan las oscilaciones en este ángulo por el mismo motivo que se reducen en la velocidad angular, nuestro controlador impide que el vehículo entre en oscilación.

Por último en la figura 8 se presentan diversos parámetros de importancia para la evaluación del controlador. El primero de ellos es la velocidad, se ve cómo existe una pequeña mejora con respecto al caso sin controlador puesto que se pierde menos velocidad al final de la maniobra aunque esta diferencia es muy pequeña. En cambio, sí supone una mejora comparado con los controles de estabilidad convencionales basados en frenado, ya que estos actúan las ruedas independientemente y sí modifican en gran medida la velocidad. En la figura 8b se hace una comparación entre la entrada al volante por parte del conductor. Se ve como sin controlador la entrada es muy compleja puesto que el conductor debe compensar la fuerte oscilación a la que se ve sometida el vehículo. Nuestro conductor virtual intenta representar un conductor medio pero no lo hace a la perfección, en la realidad, un conductor medio no sería capaz de recuperar el control del coche en este caso. Con el controlador activo se ve que únicamente son necesarios tres giros para completar la maniobra satisfactoriamente y con un

comportamiento muy estable. La figura 8c es una figura de Lissajous que relaciona la velocidad angular del vehículo con el giro del volante. Esta figura debe ser lo más parecido posible a una línea diagonal estrecha. La anchura de esta curva para un valor del volante nos habla acerca de la capacidad de respuesta del vehículo, cuánto más estrecha sea quiere decir que existe un menor retraso entre nuestra entrada al volante y el tiempo que tarda el vehículo en girar. Este es un dato muy importante puesto que los sistemas con retraso son muy difíciles de controlar. Por otro lado, los valores que se alejen de la diagonal representan episodios de sub o sobreviraje. Se estudia entonces qué ocurre para esta maniobra. Es evidente que se ha estrechado la curva de una manera notable, así que se ha conseguido un comportamiento del coche mucho más directo y manejable. Además, sin controlador se observa como los extremos se alejan de la diagonal, en este caso simbolizan episodios de sobreviraje. Con el controlador activo se han eliminado completamente estos episodios, los cuales son difícilmente controlables por un conductor medio, haciendo por tanto el vehículo menos susceptible de perder el control. La última variable es la aceleración lateral. Ésta nos indica también las mejoras en seguridad ya que sin controlador se llegan a valores de hasta  $8 m/s^2$ , que son muy extremos y por tanto capaces de sacar al coche de su zona lineal, induciendo así una sensación de inseguridad al conductor. Además, en este parámetro también se observa lo que ocurre al eliminar la oscilación, ya que se ha reducido sobremedida el tiempo total que el coche está experimentando altas aceleraciones.

Un estudio más completo del rendimiento del controlador diseñado puede verse en [2], donde se prueba el controlador con un mayor número de experimentos.

## 5 CONCLUSIONES Y TRABAJO FUTURO

En este trabajo se presenta el diseño de un controlador de estabilidad para vehículos con tracción a las cuatro ruedas. Si bien nuestro coche supone la plataforma ideal donde desarrollar este controlador debido a la generación casi instantánea de par y la no presencia de diferenciales mecánicos, puede extrapolarse también a otras configuraciones con tracción integral.

Se ha desarrollado a su vez un modelo linealizado del vehículo que permite al controlador predictivo estimar el futuro comportamiento del coche y actuar en consecuencia. Además este modelo permite conocer el estado ideal al que el controlador debe llevar el vehículo.

Se presenta a su vez una de las múltiples pruebas realizadas mediante simulación en SimMechanics. De la misma se muestran varios parámetros para evaluar el rendimiento de nuestro controlador. Se han obtenido resultados gratamente satisfactorios en las variables bajo estudio, además, se cumple el objetivo de este sistema, que es en última instancia el de evitar accidentes. Se puede afirmar esto último ya que sin controlador, el vehículo circula sin control y el conductor debe hacer complejas correcciones en el volante para seguir la trayectoria deseada. Sin embargo, con el controlador activo el coche no alcanza dinámica tan no lineales, con lo que el conductor puede hacer la misma maniobra con mucha mayor seguridad y control.

Como trabajo futuro se tiene la implementación del controlador en el vehículo real. Actualmente se está trabajando en este punto ya que el objetivo final de este trabajo es obtener un controlador válido para mejorar la dinámica del FOX. A día de hoy se han realizado varios experimentos reales para la depuración del programa y para sintonizar nuestro controlador al entorno de pruebas. Las maniobras que se utilizarán serán la de cambio de carril, explicada en este trabajo, y la de entrada en escalón al volante, que nos proporcionará información objetiva acerca del comportamiento del vehículo.



Figura 9. Experimentos reales.

## Referencias

- [1] Camacho, E.F., Bordons, C. "Model Predictive Control". Springer, Second Edition. Londres, 2007.
- [2] Hernández Rodríguez, Gonzalo. "Control de Estabilidad basado en MPC para un Vehículo Eléctrico con Motores en Rueda". Universidad de Sevilla, 2015.
- [3] Mooryong Choi and Seibum B. Choi. "Model Predictive Control for Vehicle Yaw Stability with Practical Concerns". 2014.

- [4] Marcos Rodríguez, David. "Contributions to Power Management and Dynamics Control in Hybrid Vehicles". Universidad de Sevilla, 2014.
- [5] Kiumars, Jalali. "Stability Control of Electric Vehicles with In-wheel Motors", Universidad de Ontario, 2010.
- [6] Manning, W.J. and Crolla, D.A. "A review of yaw rate and sideslip controllers for passenger vehicles", Transactions of the Institute of Measurement and Control. 2007.
- [7] Mirzaei, M. "A new strategy for minimum usage of external yaw moment in vehicle dynamic control system". *Transportation Research Part*. 2010.
- [8] Pacejka, Hans. "Tyre and vehicle dynamics". Second edition. 2006.
- [9] Wallentowitz, H. "Vertical and Lateral Dynamics of Passenger Vehicles, Automotive Technology II" Institute of Automotive Engineering, Aachen University of Technology. Alemania, 2005.
- [10] Yin, Oh, & Hori. "A Novel Traction Control for EV Based on Maximum Transmissible Torque Estimation". 2009.
- [11] van Zanten, A. T. "Bosch ESP systems: 5 years of experience," in Proc. Automot. Dynamic Stability Conference. Estados Unidos, 2000.