

PLATAFORMAS PARA CONTROLADOR ACTIVO LINEAL APLICADO A LA DIRECCIÓN ASISTIDA AUTOMOTRIZ

PLATFORMS FOR LINEAR ACTIVE CONTROLLER APPLIED TO THE AUTOMOTIVE ASSISTED STEERING

Sergio Sandoval Pérez

Tecnológico Nacional de México en Ciudad Guzmán
ssandoval@itcg.edu.mx

Gamaliel Rodríguez González

Tecnológico Nacional de México en Ciudad Guzmán
infinitemgama@live.com

Luis Alfonso García Mendoza

Tecnológico Nacional de México en Ciudad Guzmán
lagm888@hotmail.com

Jaime Jalomo Cuevas

Tecnológico Nacional de México en Ciudad Guzmán
jjalomo3@yahoo.com.mx

Resumen

En este artículo se muestra un problema clásico en la teoría de control, el cual es el diseño de una ley de retroalimentación, teniendo el propósito de que la salida de cualquier sistema siga asintóticamente una señal de referencia. En este trabajo, se pretende que la velocidad lateral siga a una maniobra del conductor, pero en sentido contrario. Se propone que el vehículo se encuentra realizando pruebas de manejo conocidas por norma internacional ISO 7401, por ende, el problema de la teoría de regulación lineal vía retroalimentación de estados por medio de una función de Lyapunov es la solución idónea a nuestro problema ya que se supone la medición de la velocidad angular de viraje. Los actuadores que integraremos en este artículo serán los frenos (M_z) y el sistema frontal activo (AFS, por sus siglas en inglés), por medio de la simulación de Matlab-Simulink-CarSim y una plataforma propia.

Palabra(s) clave: Retroalimentación de estados, velocidad lateral, velocidad angular de viraje, CarSim.

Abstract

This article shows a classic problem of control theory, which is the design of a feedback law, it has the purpose that the output of any system follows a reference signal asymptotically. In this paper we aim that the lateral velocity follows a drivers's maneuver, but in the opposite direction. It is proposed that the vehicle performs driving test knowed by the ISO 7401 international standard, thus, to solve this problem we are going to use the feedback-state lineal theory by means of a Lyapunov function, because it is supposed to measure the yaw velocity. The actuators that we will be integrating in this paper, will be the brakes (M_z) and Front Active System (AFS), through simulations in Matlab- Simulink-CarSim and own platform.

Keywords: *Feedback state, lateral velocity, yaw velocity, CarSim.*

1. Introducción

En los últimos años, el desarrollo de una filosofía integral ha cambiado en como los ingenieros realizan investigación en el área de diseño de nuevos dispositivos para el control del automóvil. Hoy en día se cuenta con una gran potencia computacional que nos permite trabajar con unidades de control en los vehículos, esto es debido al mejoramiento de dispositivos electrónicos y al avance en la tecnología, la cual permite desarrollar nuevos sistemas de control desde el punto de vista tecnológico.

Considerando algunas variables físicas del automóvil, el diseño de un sistema de control para la velocidad lateral es uno de los principales tópicos de investigación en el área de control de automóviles. Estos dispositivos (unidades de control) modifican las dinámicas de los vehículos imponiendo fuerzas o momentos en el cuerpo del automóvil de diferentes maneras (Bianchi et al., 2010), (Beal y Gerdes, 2013), (Ren et al., 2014), (Rubin y Arogeti, 2013), (Tjonnas y Johansen, 2010) y pueden también utilizar “sensores inteligentes” que permiten mediciones precisas de las variables que desean medir haciendo una alta eficiencia en la acción que el controlador está realizando, contribuyendo a la estabilidad del vehículo, la seguridad y confort para el conductor.

El movimiento de un vehículo puede ser categorizado en términos de su funcionalidad, maniobrabilidad y estabilidad. El funcionamiento está enfocado sobre el peso y los movimientos longitudinales del chasis. La estabilidad y las características de manejo generalmente se refieren a la respuesta lateral/maniobrabilidad de las acciones de conducción del automóvil que se requieran. Una gran variedad de modelos de baja, media y alto orden están disponibles para describir el movimiento traslacional y rotacional del vehículo.

Este trabajo muestra un modelo de dos grados de libertad, el cual puede representar al automóvil, considerando a las llantas frontales y traseras del vehículo como una sola llanta delantera y una trasera (modelo de la bicicleta); en este modelo en la llanta delantera se puede introducir la dinámica del conductor y del volante. Además, los efectos del ángulo roll y de transferencia de masa son despreciados y este modelo permite estudiar la respuesta lateral/dirección del automóvil para pequeños ángulos de maniobrabilidad en velocidades longitudinales constantes, donde estos parámetros (ángulos y velocidad) deben de ser medidos para la realización completa a futura de algunos diseños.

Esta medición de parámetros físicos se puede realizar mediante la utilización de una plataforma como el CarSim, la cual interacciona con los algoritmos de control en Matlab-Simulink, para generar un análisis de la planta a controlar (automóvil) y comprobando el control activo lineal simulado mediante la conexión del software Matlab-Simulink-Carsim, pero al momento de diseñar, no solamente se debe tener la simulación, por lo tanto se propone una plataforma de hardware propia, donde en esta se pueden obtener las dinámicas del automóvil, como pueden ser la velocidad lateral, longitudinal y de viraje, para manipularlas y realizar controladores y observadores, en esta misma plataforma y enviarlas como señales para aplicarlas al vehículo, como puede ser a una dirección asistida del vehículo para proteger al conductor o demás personas que se encuentran dentro del automóvil en el caso de una volcadura, todo esto como una propuesta de investigación.

El control activo puede establecer una ayuda al conductor en el vehículo, sumando acciones futuras al incrementar la maniobrabilidad y seguridad, especialmente en

situaciones críticas. Estas acciones activas incluyen la estabilidad de viraje (yaw) (Acosta et al., 2007, 2008, 2016), (Pan et al, 2014) y el control integrado del automóvil (Goodarzi y Esmailzadeh, 2007), (Lam et al., 2010), (Zakaria et al., 2014).

Las acciones de control pueden ser realizadas por un instante, haciendo uso de los actuadores como el sistema frontal activo (AFS) y el vector de torque trasero (RTV). Estos modifican las dinámicas del vehículo imponiendo fuerzas y momentos en el automóvil (Bianchi et al., 2010), (Beal y Gerdes, 2013), (Rubin y Arogeti, 2013), (Tjonnas y Johansen, 2010).

La acción de control es usualmente determinada sobre las bases de modelos de aproximación que pueden ser simples para obtener una implementación de un controlador, pero capturando los aspectos principales de la física del problema del vehículo.

Las dinámicas de la velocidad lateral y de viraje son usualmente consideradas en la síntesis del control, mientras que otras dinámicas son despreciadas. Por ejemplo, las perturbaciones del viento son ignoradas (Yacine et al, 2015), y como en algunos casos de los vehículos que cuentan con controles activos, donde estos disturbios del aire no son analizados y deberían tomarse en cuenta para el diseño del control (Nam, 2015).

Un control activo de un vehículo es realizado en (Ohara y Murakami, 2008), mediante un controlador para activar el ángulo frontal de la rueda del automóvil, utilizando un modelo de referencia, basado en el método de un observador lineal. El trabajo de (Tjonnas y Johansen, 2010), presenta un algoritmo de estabilidad yaw, combinando AFS con un nivel bajo de control del ángulo de deslizamiento longitudinal de la rueda y una ley adaptiva que estima el valor máximo del parámetro del coeficiente de fricción de cada rueda. (Bianchi et al., 2010), combina el AFS y RTV en un controlador integrado garantizando la estabilidad del vehículo, haciendo uso de una retroalimentación adaptativa. (Hamzah et al., 2012), presenta un algoritmo de control robusto mediante modos deslizantes, diseñado para mostrar que la conducción y estabilidad del vehículo puede ser improvisada mediante un control activo para la maniobra de las cuatro ruedas del automóvil. Un

control de modelo predictivo en (Gang et al., 2011), es utilizado para obtener un controlador integrado para el vehículo en AFS y momento de viraje. Con la misma técnica, en (Di Cairano et al., 2013), se utiliza la diferencia de frenado y AFS, para el seguimiento de referencias diseñadas. Finalmente, en (Rubin y Arogeti, 2013), direccionan el problema de control de viraje o yaw del vehículo, usando un diferencial activo trasero, para minimizar el error de la velocidad angular de viraje y del error para el ángulo de deslizamiento del chasis del automóvil.

2. Métodos

Metodología

La metodología para esta investigación se ilustra en la figura 1.

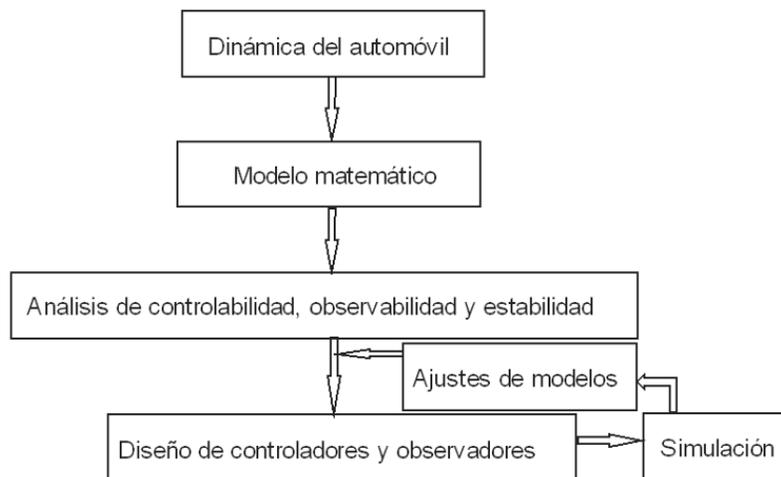


Figura 1 Metodología para diseño de controladores.

Caracterización

El modelo matemático del vehículo puede ser en general un cuerpo rígido moviéndose en un espacio libre, de dos grados de libertad, conectado con la superficie terrestre a través de las llantas, el cual otorga un modelo de comportamiento lineal. Los actuadores para esta aplicación son:

- Conducción frontal activo (AFS, Active Front Steer) o conducción por cable (Sbw, Steer by Wire).
- Frenos activos.

La complejidad de los sistemas lineales puede ser disminuida realizando las siguientes consideraciones:

- Para estudiar la estabilidad y/o maniobrabilidad se estudiarán solo las dinámicas de la velocidad lateral, v_y , y la velocidad angular de viraje (yaw), ω_z .
- El actuador de frenos activos, M_z , servirá para crear una diferencia de fuerzas en el frenado el cual genera un momento de giro alrededor del eje z, afectando también las dinámicas de la velocidad lateral, v_y .
- La dinámica del ángulo “pitch” no es considerada.
- El sistema es un cuerpo rígido. Por lo tanto, tomando en cuenta la figura 2, y las dinámicas lineales del vehículo que se generan en el llamado modelo de la bicicleta (Rajamani, 2006), (Pacejka, 2005), ecuaciones 1 a 3.

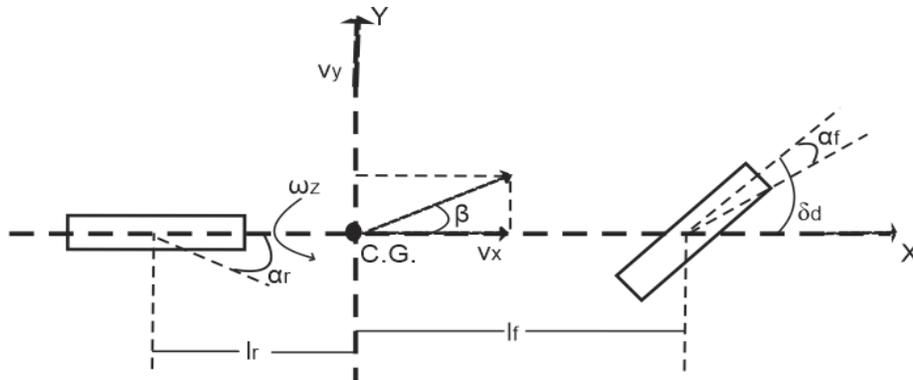


Figura 2 Modelo lineal del vehículo (modelo de la bicicleta).

$$m(\dot{v}_x - v_y\omega_z) = ma_x + F_{dx} \quad (1)$$

$$m(\dot{v}_y + v_x\omega_z) = \mu[F_{f,y}(\delta_c + \delta_d, x, \alpha_f) + F_{r,y}(x, \alpha_r)] + F_{dy} \quad (2)$$

$$J\dot{\omega}_z = \mu[l_f F_{f,y}(\delta_c + \delta_d, x, \alpha_f) - l_r F_{r,y}(x, \alpha_r)] + M_z + M_{dz} \quad (3)$$

Donde todos los ángulos, son en radianes (rad), y:

m Masa del vehículo [kg].

J Momento de inercia del vehículo [kg m^2].

l_f, l_r	Longitud desde el centro del vehículo hacia la llanta frontal y trasera [m].
v_x	Velocidad longitudinal del vehículo [m/s].
v_y	Velocidad lateral del vehículo [m/s].
$x = [v_y, \omega_z]$	Vector compacto del estado del vehículo.
α_f	Ángulo de deslizamiento lateral frontal.
$\alpha_{f,0}$	Ángulo de deslizamiento lateral frontal sin control [rad].
α_r	Ángulo de deslizamiento lateral trasero.
δ_c	Componente del ángulo de la llanta impuesto por el controlador.
δ_d	Componente del ángulo de la llanta impuesto por el conductor.
M_z	Momento de viraje resultado de los frenos activos [N m].
μ	Coefficiente de fricción entre el suelo y el neumático.
F_{dx}, F_{dy}	Fuerza aerodinámica longitudinal y lateral [N].
M_{dz}	Momento aerodinámico de viraje [N m].
β	Ángulo de deslizamiento lateral del chasis [$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{v_y}{v_x} \right)$].

Donde las fuerzas laterales $F_{f,y}, F_{r,y}$ son funciones del ángulo impuesto a las llantas frontales, $\delta = \delta_d + \delta_c$, y los ángulos de deslizamiento lateral de las llantas definidos mediante ecuaciones 4 y 5.

$$\alpha_f = \delta_c + \alpha_{f,0} = \delta_c + \delta_d - \frac{v_y + l_f \omega_z}{v_x} \quad (4)$$

$$\alpha_r = - \frac{v_y - l_r \omega_z}{v_x} \quad (5)$$

Diseño de un control por linealización-retroalimentación de estados

Estructura del Control

Reescribiendo las ecuaciones 2 y 3 de la planta en forma de espacio de estados para el problema de control se obtienen ecuaciones 6 y 7.

$$\dot{v}_y = -v_x \omega_z + \frac{\mu}{m} (F_{f,y}(x, \delta, \alpha_f) + F_{r,y}(x, \alpha_r)) + \frac{F_{dy}}{m} \quad (6)$$

$$\dot{\omega}_z = \left(\frac{\mu}{J}\right) (l_f F_{f,y}(x, \delta, \alpha_f) - l_r F_{r,y}(x, \alpha_r)) + \frac{M_z}{J} + \frac{M_{dz}}{J} \quad (7)$$

La aceleración lateral a_y puede ser expresada usando la segunda ley de Newton en términos de las fuerzas del neumático lateral, ecuación 8.

$$a_y = \frac{\mu}{m} (F_{f,y}(x, \delta, \alpha_f) + F_{r,y}(x, \alpha_r)) \quad (8)$$

La fuerza lateral puede ser definida utilizando la conocida fórmula mágica de Pacejka, para sistemas lineales, ecuación 9.

$$F_{j,y} = D_{j,y} \cdot C_{j,y} \cdot B_{j,y} \cdot \alpha_j \quad (9)$$

Con $j = f, r$. Las constantes $B_{j,y}, C_{j,y}, D_{j,y}$ en ecuaciones 2 y 3 son determinadas de manera experimental (tabla 1).

Tabla 1 Parámetros reales usados en la simulación del vehículo.

$m = 1550 \text{ kg}$	$D_{r,y} = 7834$ $D_{r,yref} = 10000 \text{ N}$
$J = 3552 \text{ kg m}^2$	$C_{r,y} = 1.32$ $C_{r,yref} = 1.38$
$l_r = 1.53 \text{ m}$	$B_{f,y} = 6.9$ $B_{f,yref} = 6.2$
$l_f = 1.38 \text{ m}$	$C_{f,y} = 1.78$ $C_{f,yref} = 1.21$
$B_{r,y} = 10$ $B_{r,yref} = 7$	$D_{f,y} = 7240 \text{ N}$ $D_{f,yref} = 10000 \text{ N}$

En este artículo se considerará a la aceleración longitudinal a_x casi cero. Además, las fuerzas laterales frontales y traseras de las llantas se pueden analizar de esta otra forma considerando los coeficientes; $C_f = D_{f,y} \cdot C_{f,y} \cdot B_{f,y}$ y $C_r = D_{r,y} \cdot C_{r,y} \cdot B_{r,y}$, para obtener: $F_{f,y} = C_f \alpha_f$ y $F_{r,y} = C_r \alpha_r$. El objetivo principal

del control es que la salida del sistema $x = [v_y, \omega_z]$ siga asintóticamente un sistema de referencia $x_{,ref} = [v_{y,ref}, \omega_{z,ref}]$, el cual tiene como principal característica que sus derivadas son acotadas. De manera más precisa, el generador de referencia está dada por ecuaciones 10 y 11.

$$\dot{v}_{y,ref} = -\omega_{z,ref}v_x + \frac{\mu_{,ref}}{m} \left(F_{fy,ref}(\delta_d, x_{,ref}, \alpha_{f,ref}) + F_{ry,ref}(x_{,ref}, \alpha_{r,ref}) \right) \quad (10)$$

$$\dot{\omega}_{z,ref} = \left(\frac{\mu_{,ref}}{J_{,ref}} \right) (l_f F_{fy,ref} - l_r F_{ry,ref}) \quad (11)$$

$J_{,ref} = J$, $\mu_{,ref} = \mu = 0.9$, son parámetros apropiados y $F_{fy,ref}$, $F_{ry,ref}$ que son curvas ideales dependiendo de ecuaciones 12 y 13.

$$\alpha_{f,ref} = \delta_d - \frac{v_{y,ref} + l_f \omega_{z,ref}}{v_x} \quad (12)$$

$$\alpha_{r,ref} = \frac{v_{y,ref} - l_r \omega_{z,ref}}{v_x} \quad (13)$$

En esta sección se diseña el control de linealización por retroalimentación de estados, el cual impondrá el comportamiento para las dinámicas de las velocidades lateral y de viraje; esto se realizará imponiendo la señal de referencia ecuaciones 10 y 11, implementando las entradas de control δ_c y M_z .

Considerando las ecuaciones 6 y 7, el sistema de la planta con sus fuerzas laterales frontales y traseras ($F_{f,y} = C_f \alpha_f$ y $F_{r,y} = C_r \alpha_r$.) se pueden analizar de con ecuaciones 14 y 15.

$$\dot{v}_y = \left(\frac{-\mu C_f - \mu C_r}{m v_x} \right) v_y + \left(\frac{-\mu C_f l_f + \mu C_r l_r}{m v_x} - v_x \right) \omega_z + \left(\frac{\mu C_f}{m} \quad 0 \right) \begin{pmatrix} \delta \\ M_z \end{pmatrix} + F_{dy} \quad (14)$$

$$\dot{\omega}_z = \left(\frac{-\mu C_f l_f + \mu C_r l_r}{J v_x} \right) v_y + \left(\frac{-\mu C_f l_f^2 - \mu C_r l_r^2}{J v_x} \right) \omega_z + \left(\frac{\mu C_f l_f}{J} \quad \frac{1}{J} \right) \begin{pmatrix} \delta \\ M_z \end{pmatrix} + \frac{M_{dz}}{J} \quad (15)$$

Para las ecuaciones 10 y 11, se toma en cuenta a las fuerzas laterales frontales y traseras, con los siguientes coeficientes:

$$C_{f,ref} = D_{f,yref} \cdot C_{f,yref} \cdot B_{f,yref} \quad \text{y} \quad C_{r,ref} = D_{r,yref} \cdot C_{r,yref} \cdot B_{r,yref}$$

Para obtener:

$$F_{fy,ref} = C_{f,ref} \alpha_{f,ref} \quad \text{y} \quad F_{ry,ref} = C_{r,ref} \alpha_{r,ref}.$$

Donde (tabla 1):

$$C_{f,ref} \neq C_f \quad \text{y} \quad C_{r,ref} \neq C_r$$

Por lo tanto, se obtiene el sistema de referencia mostrado en ecuación 16.

$$\begin{pmatrix} \dot{v}_{y,ref} \\ \dot{\omega}_{z,ref} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{-\mu_{ref}(C_{f,ref} + C_{r,ref})}{mv_x} & \frac{-\mu_{ref}(C_{f,ref}l_f - C_{r,ref}l_r)}{mv_x} - v_x \\ \frac{-\mu_{ref}(C_{f,ref}l_f - C_{r,ref}l_r)}{J_{ref}v_x} & \frac{-\mu_{ref}(C_{f,ref}l_f^2 + C_{r,ref}l_r^2)}{J_{ref}v_x} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} v_{y,ref} \\ \omega_{z,ref} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \frac{\mu_{ref}C_{f,ref}}{m} \\ \frac{\mu_{ref}C_{f,ref}l_f}{J_{ref}} \end{pmatrix} \delta_d \quad (16)$$

Considerando los errores para la velocidad lateral y angular de viraje mediante ecuaciones 17 y 18.

$$e_{vy} = v_y - v_{y,ref} \quad (17)$$

$$e_{\omega z} = \omega_z - \omega_{z,ref} \quad (18)$$

Y los errores dinámicos se establecen mediante ecuaciones 19 y 20.

$$\dot{e}_{vy} = \dot{v}_y - \dot{v}_{y,ref} \quad (19)$$

$$\dot{e}_{\omega z} = \dot{\omega}_z - \dot{\omega}_{z,ref} \quad (20)$$

Lo siguiente son los requerimientos para la ley de control estableciendo una función candidata de Lyapunov, ecuación 21.

$$V = \frac{1}{2} e_{vy}^2 + \frac{1}{2} e_{\omega z}^2 \quad (21)$$

Considerando a la ecuación 21 positiva para mostrar que es continuamente decreciente a lo largo de cualquier trayectoria y su derivada negativa, asegurando que el sistema tenga estabilidad asintótica como se demuestra en ecuación 22.

$$\begin{aligned} \dot{V} = & e_{vy} \left[\left(\frac{-\mu C_f - \mu C_r}{mv_x} \right) v_y + \left(\frac{-\mu C_f l_f + \mu C_r l_r}{mv_x} - v_x \right) \omega_z + \left(\frac{\mu C_f}{m} \right) \delta_c + F_{dy} - \dot{v}_{y,ref} \right] \\ & + e_{\omega z} \left[\left(\frac{-\mu C_f l_f + \mu C_r l_r}{Jv_x} \right) v_y + \left(\frac{-\mu C_f l_f^2 - \mu C_r l_r^2}{Jv_x} \right) \omega_z \right. \\ & \left. + \left(\frac{\mu C_f l_f}{J} \right) (\delta_d + \delta_c) + \frac{M_z}{J} + \frac{M_{dz}}{J} - \dot{\omega}_{z,ref} \right] \end{aligned} \quad (22)$$

Además, los siguientes términos de la ecuación 22, se igualan a ganancias multiplicadas por el error, para establecer que la derivada de la función de Lyapunov sea menor a cero, ecuaciones 23 y 24.

$$\left(\frac{-\mu C_f - \mu C_r}{mv_x} \right) v_y + \left(\frac{-\mu C_f l_f + \mu C_r l_r}{mv_x} - v_x \right) \omega_z + \left(\frac{\mu C_f}{m} \right) \delta_d + \left(\frac{\mu C_f}{m} \right) \delta_c + F_{dy} - \dot{v}_{y,ref} = -k_1 e_{vy} \quad (23)$$

$$\left(\frac{-\mu C_f l_f + \mu C_r l_r}{Jv_x} \right) v_y + \left(\frac{-\mu C_f l_f^2 - \mu C_r l_r^2}{Jv_x} \right) \omega_z + \left(\frac{\mu C_f l_f}{J} \right) (\delta_d + \delta_c) + \frac{M_z + M_{dz}}{J} - \dot{\omega}_{z,ref} = -k_2 e_{\omega z} \quad (24)$$

Por lo tanto, de las ecuaciones 23 y 24, se obtienen las entradas de control, ecuaciones 25 y 26.

$$\delta_c = \left(\frac{1}{v_x} + \frac{C_r}{C_f v_x} \right) v_y + \left(\frac{l_f}{v_x} - \frac{C_r l_r}{C_f v_x} + \frac{mv_x}{\mu C_f} \right) \omega_z - \delta_d - \left(\frac{m}{\mu C_f} \right) F_{dy} + \left(\frac{m}{\mu C_f} \right) \dot{v}_{y,ref} - k_1 e_{vy} \quad (25)$$

$$M_z = \left(\frac{\mu C_f l_f - \mu C_r l_r}{v_x} \right) v_y + \left(\frac{\mu C_f l_f^2 - \mu C_r l_r^2}{v_x} \right) \omega_z - (\mu C_f l_f) \delta_d - (\mu C_f l_f) \delta_c - M_{dz} + J \dot{\omega}_{z,ref} - k_2 e_{\omega z} \quad (26)$$

Donde $k_i > 0, i = 1, 2$, y las entradas de control en ecuaciones 25 y 26, serán impuestas en ecuación 22, comprobándose la estabilidad del sistema, ecuación 27.

$$\dot{V} = -k_1 e_{vy}^2 - k_2 e_{\omega z}^2 \quad (27)$$

Además de reescribir la derivada de la función de Lyapunov en ecuación 27, mediante ecuación 28.

$$\dot{V} \leq -\lambda_{\min k} \|e\|^2 \quad (28)$$

Estableciendo una $\lambda_{\min k} > 0$, que representa una ganancia mínima igual para k_1, k_2 y considerando $e = (e_{vy}, e_{\omega z})$.

3. Resultados

Maniobra en una dirección

En esta sección el comportamiento del modelo matemático del automóvil se simula bajo una maniobra en una dirección ISO 7401, de manera repentina, con un ángulo δ_d , enseguida se observa la delta del controlador δ_c y por último la delta del conductor sumándose a la delta del controlador, dando como resultado la delta δ , como se muestra en la figura 3.

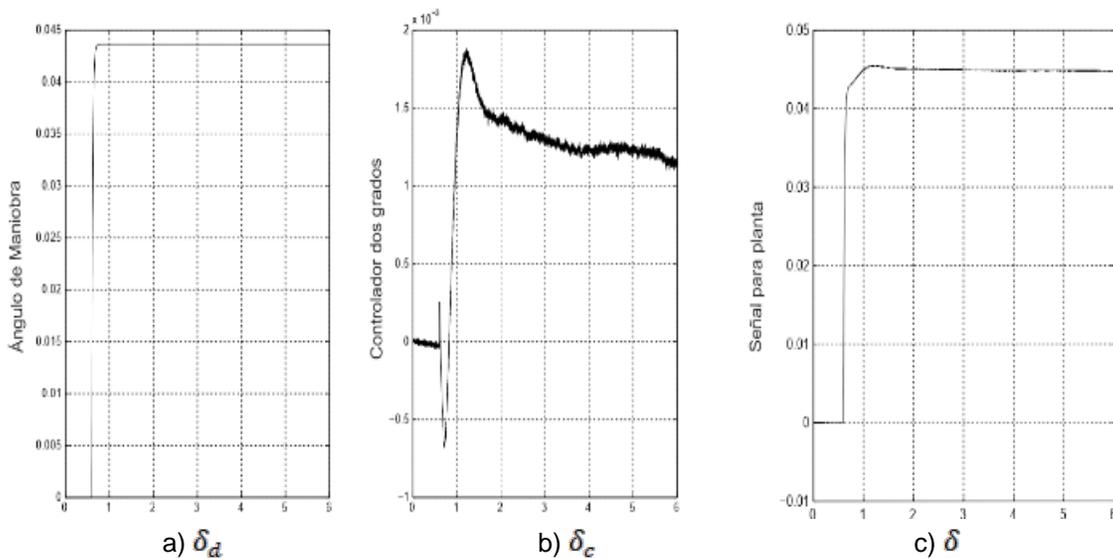


Figura 3 Señales [rad/s].

La figura 4 muestra la velocidad lateral del sistema de referencia ($v_{y,ref}$) y la salida de la velocidad lateral del sistema real (v_y).

En la figura 5, se muestra la velocidad angular de viraje del sistema de referencia ($\omega_{z,ref}$) y la salida de la velocidad angular de viraje del sistema real (ω_z), la cual

tiene un seguimiento adecuado a la velocidad de viraje de referencia en un trayecto de 0s a los 6s.

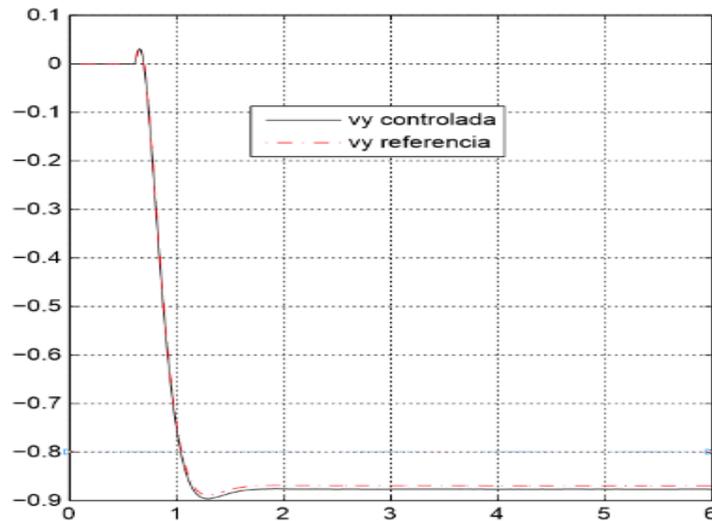


Figura 4 Velocidad lateral v_y (sólida) y $v_{y,ref}$ (interlínea) [m/s vs s].

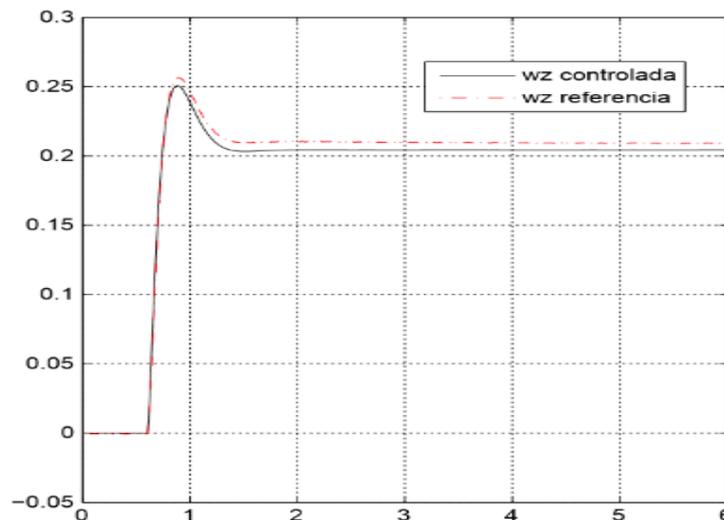


Figura 5 Velocidad angular de viraje ω_z (sólida) y $\omega_{z,ref}$ (interlínea) [rad/s vs s].

Aplicación de la plataforma de Hardware propia a una dirección asistida

La dirección asistida que se utiliza para las pruebas del controlador activo de este trabajo de investigación es una dirección electrónica de un Volkswagen (Bora), la cual se muestra en la figura 6. La plataforma para velocidades

longitudinal, lateral y de viraje para manipular la dirección asistida se puede observar en la figura 7; la aplicación se realiza en una estación de pruebas Tecnológico Nacional de México en Cd. Guzmán, en el estado de Jalisco en México, simulando un automóvil Bora Volkswagen.

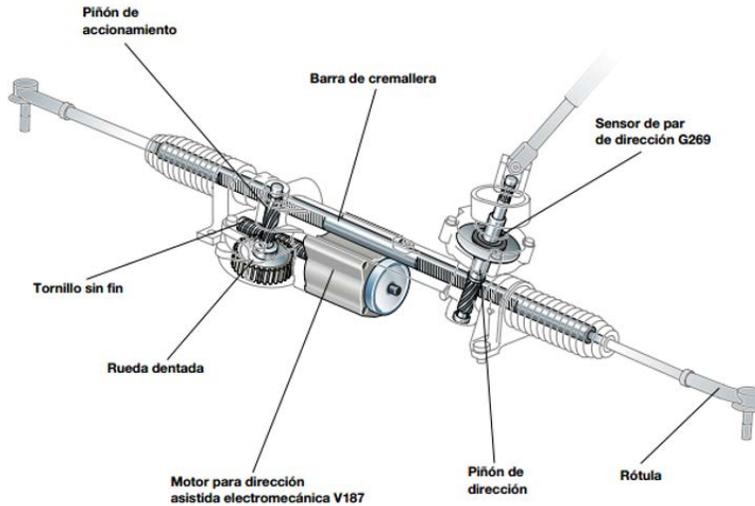


Figura 6 Dirección asistida electrónica.



Figura 7 Estación de simulación del automóvil.

Las pruebas finales se establecen con la obtención de las dinámicas del vehículo por medio de la plataforma de la figura 7, donde se diseña el algoritmo del controlador δ_c , para la dirección asistida automotriz. Por último, en las figuras 8 y 9

se muestran los resultados de las velocidades lateral y angular de viraje de la plataforma diseñada en hardware con acondicionamiento de señales en volts, la cual ofrece el control lineal de la velocidad de viraje y velocidad lateral para conectarse a la dirección asistida, donde ayudará al conductor a no tener un subviraje al momento de ir conduciendo.

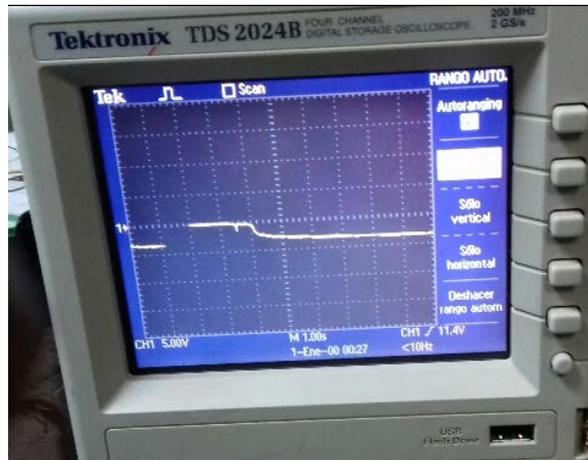


Figura 8 Velocidad lateral v_y [volts vs s].

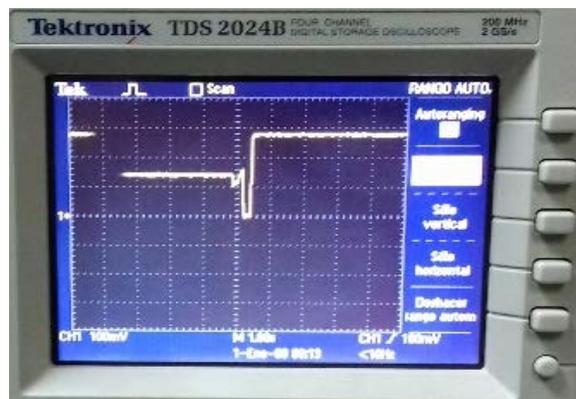


Figura 9 Velocidad angular de viraje ω_z [volts vs s].

4. Discusión

Este trabajo se realiza con la finalidad de proponer un controlador para el automóvil con velocidad lateral, partiendo del modelo matemático de la bicicleta. El objetivo del controlador será buscar el control para todo tipo de manejo por parte del conductor, imponiendo un ángulo en las llantas con el afán de no caer en

subviraje o en sobre viraje, ya que son los errores comunes a la hora de conducir un vehículo. El diseño de los algoritmos que contienen las ganancias k_1, k_2 , las cuales se proponen para la ley de control por retroalimentación de estados, se utilizan para ampliar o disminuir a la M_z y al control activo δ_c , además de cambiar estos últimos parámetros para establecer valores diferentes tanto para la velocidad lateral y velocidad angular de viraje aplicadas a las ruedas del automóvil. Esta investigación también genera una plataforma de hardware la cual puede utilizarse para entender de forma fácil las dinámicas controladas, el sistema de dinámicas de referencia y el control por retroalimentación de estados aplicado al vehículo, todo esto como una idea original, sin embargo se deja como discusión el análisis de las gráficas para que se observen las tres plataformas que se utilizaron, empezando con Matlab-Simulink para el sistema de referencia $(v_{y,ref}, \omega_{z,ref})$, CarSim (v_y, ω_z) y las velocidades lateral y viraje en la figuras 8 y 9 respectivamente, pertenecientes a la plataforma de diseño propio, como una propuesta para este artículo de investigación. Por último, en trabajo a futuro se debe comparar los resultados obtenidos de simulación de esta investigación y plataforma de hardware propia con otros como por ejemplo con la plataforma Hil de National Instruments.

5. Bibliografía y Referencias

- [1] C. Acosta Lúa, B. Castillo Toledo, S. Di Gennaro, A. Toro. (2007). Nonlinear Robust Regulation of Ground Vehicle Motion, Proceedings of the 46th IEEE Conference on Decision and Control, 3871-3876.
- [2] C. Acosta Lúa, B. Castillo Toledo, S. Di Gennaro. (2008). Nonlinear Output Robust Regulation of Ground Vehicle in Presence of Disturbances and Parameter Uncertainties, Proceedings of the 17th IFAC World Congress, 141-146.
- [3] C. Acosta Lúa, S. Di Gennaro, M. Sanchez. (2016). An adaptive controller applied to an anti-lock braking system laboratory, Revista DYNA de la Universidad Nacional de Colombia, 83, 69-77.

- [4] D. Bianchi, A. Borri, G. Burgio, S. Di Gennaro. (2010). Adaptive Integrated Vehicle Control Using Active Front Steering and Rear Torque Vectoring, *International Journal of Vehicle Autonomous Systems*, Special Issue on: "Autonomous and Semi-Autonomous Control for Safe Driving of Ground Vehicles, 8, No. 2/3/4, 85-105.
- [5] S. Di Cairano, H. E. Tseng, D. Bernardini, A. Bemporad. (2013). Vehicle Yaw Stability Control by Coordinated Active Front Steering and Differential Braking in the Tire Sideslip Angles Domain, *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 21, No. 4, 1236-1248.
- [6] C. Earl Beal y J. Christian Gerdes. (2013). Model Predictive Control for Vehicle Stabilization at the Limits of Handling, *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 21, No. 4, 1258-1269.
- [7] Li Gang, Zong Chang-fu, Zheng Hong-yu, Hong Wei. (2011). Vehicle Active Front Steering and Yaw Moment Integrated Control, 2011 International Conference on Transportation, Mechanical and Electrical Engineering (TMEE), Changchun, China, 787-790.
- [8] A. Goodarzi y E. Esmailzadeh. (2007). Design of a VDC System for All-Wheel Independent Drive Vehicles, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 12, No. 6, 632-639.
- [9] [9] N. Hamzah, Y.M. Sam, H. Selamat, M.K. Aripin, M.F. Ismail. (2012). Yaw Stability Improvement for Four-Wheel Active Steering Vehicle using Sliding Mode Control, 2012 IEEE 8th International Colloquium on Signal Processing and its Applications (CSPA), 127-132.
- [10] T. L. Lam, H. Qian, Y. Xu. (2010). Omnidirectional Steering Interface and Control for a Four-Wheel Independent Steering Vehicle, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 15, No.3, 329-338.
- [11] H. B. Pacejka. (2005). *Tyre and Vehicle Dynamics*, Elsevier Butterworth.
- [12] K. Nam. (2015). Application of Novel Lateral Tire Force Sensors to Vehicle Parameter Estimation of Electric Vehicles, *Sensors-Open Access*, 15, No.1, 28385-28401.
- [13] R. Rajamani. (2006). *Vehicle Dynamics and Control*, Springer, New York.

- [14] H. Ohara y T. Murakami. (2008). A Stability Control by Active Angle Control of Front-Wheel in a Vehicle System, *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 55, No. 3, 1277-1285.
- [15] H. Pn, Y. Zhang, W. Sun. (2014). Robust Tracking Control for Vehicle Lateral Dynamics with Uncertain Parameters and External Nonlinearities, *Shock and Vibration*, 2014, 12.
- [16] H. Ren, S. Chen, G. Liu, K. Zheng. (2014). Vehicle State Information Estimation with the Unscented Kalman Filter, *Advances in Mechanical Engineering*, 2014, 11-20. D. Rubin y S. Arogeti. (2013). Vehicle Yaw Stability Control Using Rear Active Differential via Sliding Mode Control Methods, 2013 Mediterranean Conference on Control & Automation (MED), Plataniass-Chania, Crete, Grece, 317-322.
- [17] J. Tjonnas y T.A. Johansen. (2010). Stabilization of Automotive Vehicles Using Active Steering and Adaptive Brake Control Allocation, *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 18, No. 3, 545-558.
- [18] Z. Yacine, D. Ichalal, N. Ait-Oufroukh, S. Mammar, S. Djennoune. (2015). Takagi-Sugeno Observers: Experimental Application for Vehicle Lateral Dynamics Estimation, *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 23, No.2, 754-760.
- [19] M. Zakaria, A. Dwijotomo, M. Azman Abdullah, N. Tamaldin. (2014). Development Motor Control Unit for Electronic Steering System Test Rig, 2014 IEEE International Colloquium on Signal Processing and its Applications (CSPA), 42-47.