

Sistema de frenado con elementos de bajo coste en automatización de vehículos para zonas turísticas sin tráfico mixto.

Pablo Marín Plaza¹, María Garrosa Solana², Alejandro San Román³, David Yagüe Cuevas⁴
José Luis San Román García⁵

¹ MECATRAM, Ing. Mecánica, Universidad Carlos III de Madrid, España. Email: pamarinp@ing.uc3m.es

² MECATRAM, Ing. Mecánica, Universidad Carlos III de Madrid, España. Email: mgarrosa@ing.uc3m.es

³ MECATRAM, Universidad Carlos III de Madrid, España. Email: 100405725@alumnos.uc3m.es

⁴ LSI, Ing. Sistemas y Automática, Universidad Carlos III de Madrid, España. Email: dayaguec@inf.uc3m.es

⁵ MECATRAM, Ing. Mecánica, Universidad Carlos III de Madrid, España. Email: jlsanro@ing.uc3m.es

Resumen

En los últimos años se está experimentando una aceleración en la transición hacia los vehículos eléctricos y autónomos en las ciudades debido a la necesidad de reducir el impacto contaminante de los motores de combustión. Motivado por el auge de este tipo de vehículos, en este trabajo se investiga la viabilidad de poder incorporar un motor lineal de frenado a un vehículo eléctrico tipo carrito de golf en proceso de automatización. Este trabajo expone las necesidades reales de un prototipo de navegación autónoma centrándose en el sistema de frenado y control longitudinal de velocidad manteniendo la referencia con independencia del entorno de circulación: rampas, tipo de superficie, etc

Palabras clave: Vehículo autónomo, sistema de frenada automática.

Abstract

This sample template indicates how to format articles submitted to Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica. Furthermore, this template offers a brief description of each section in order to support authors through their papers writing process. Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica also suggests authors to read carefully and follow these indications and suggestions to meet the format requirements.

Keywords: Autonomous vehicle, braking system, automatic braking system.

1. Introducción

La industria del automóvil está en constante evolución y el uso de sistemas automáticos en los vehículos está cada vez más extendido. Con la incorporación de estos sistemas, los fabricantes buscan mejorar la seguridad de la conducción y la comodidad de los pasajeros, reducir el tráfico y aumentar la eficiencia energética. El enfoque de los vehículos de conducción autónoma surgió a finales de 1990 con los sistemas avanzados de asistencia al conductor (ADAS). Los ADAS ayudan al conductor en circulación mejorando así la experiencia de conducción [1-2]. Estos sistemas interactúan con el conductor para ayudarle a practicar una conducción más segura, tomando incluso el control del vehículo si fuera necesario. Los sistemas ADAS pueden gestionar tareas sencillas, como reducir el consumo de

combustible del vehículo [3-4], y también maniobras más críticas, como evitar situaciones de riesgo y colisiones en la carretera actuando directamente sobre otros sistemas del vehículo, como la dirección o los frenos [5-6]. Los sistemas ADAS más modernos interactúan, incluso, con los demás vehículos de las inmediaciones para hacer del conjunto un entorno más seguro [7]. Dado que muchos de los accidentes se deben a la falta de atención del conductor y a errores humanos, los avances en estas técnicas de asistencia mejoran la seguridad y el confort de los pasajeros y viandantes. Estos mecanismos de asistencia incluyen sistemas tales como el control de estabilidad, el frenado automático de emergencia, el control de cruceo adaptativo, el aviso de cambio de carril, control de fatiga, el control de descenso de pendientes, sistemas de tracción inteligente, etc. Actualmente, gracias a los

avances tecnológicos es posible disponer de ordenadores más rápidos y potentes que pueden asumir el coste computacional de investigar en vehículos con diferentes niveles de autonomía. Los vehículos autónomos proporcionan un potencial de seguridad adicional, una mayor productividad, una mayor accesibilidad, una mayor eficiencia vial y un menor impacto medioambiental.

En la literatura se encuentran estudios en los que se ha llevado a cabo la automatización de carritos de golf. En [8] se describe el diseño de carritos de golf autónomos para realizar pruebas en los jardines chinos y japoneses de Singapur con el fin de sensibilizar al público y lograr la aceptación de los usuarios de los vehículos autónomos. En [9] se desarrollan algoritmos para la construcción de un modelo de simulación de un carrito de golf autónomo que se verifica y prueba en un pequeño prototipo basado en un coche de radiocontrol. En [10] se transforma un carro de golf de 14 plazas en un vehículo autónomo de nivel 3 para su utilización en entornos cerrados como campus y centros turísticos y en [11] se presentan diseños modulares para los sistemas dirección, frenado y de conducción by-wire. El desarrollo de las técnicas de control lateral y longitudinal de vehículos se ha convertido en los últimos años en un campo de investigación muy interesante de cara a los mercados emergentes de vehículos autónomos. Motivado por esto, en el presente trabajo se exponen las necesidades reales de un prototipo de navegación autónoma centrándose en el sistema de frenado y control longitudinal de velocidad manteniendo la referencia con independencia de rampas o tipo de superficie. Con esto se busca que el vehículo funcione correctamente independientemente de las condiciones de contorno. Este trabajo se centra en la transformación de los comandos de control por referencia de la arquitectura de alto nivel en realidades físicas de movimiento del vehículo para que se ajuste a las referencias de forma precisa. Así pues, si desde la arquitectura de alto nivel se requiere mantener una velocidad específica, el sistema de control de bajo nivel, debe garantizar que el vehículo se mueva a esa velocidad independientemente del entorno. La contribución principal del trabajo es automatizar un vehículo eléctrico mediante un algoritmo unificado de control de aceleración y frenado. Se trata de garantizar el control longitudinal mediante referencias de velocidad y aceleración en rampas de bajada donde se requiere la activación del sistema de frenada. Para validar el método empleado se llevan a cabo ensayos experimentales en dos escenarios distintos.

2. Plataforma de pruebas

La plataforma de desarrollo (Figura 1) donde se han llevado a cabo las pruebas es un carrito de golf modelo EZ-GO TXT eléctrico de 2 plazas. El vehículo se compone de un motor eléctrico de 36V con una

potencia total de 1.9KW @ 2700 rpm no venteadado y bobinado en serie. La reductora es de engranajes helicoidales 12.44:1 con salida directamente al eje motriz y frenos de tambor en las ruedas traseras. La batería es de plomo ácido de ciclo profundo (6 baterías en serie de 6 V cada una con 220 A/h) que le dota de una autonomía de alrededor de 20h.

2.1. Control de dirección



Figura 1. Carrito de golf EZ-GO TXT

Se ha modificado el control de dirección (Figura 2) sustituyendo el volante por un sistema de motor y encoder. El motor mueve directamente el vástago de dirección original conectado con una rótula prisionera. Se utiliza un encoder absoluto de 4092 valores donde el cero ronda aproximadamente la mitad, el valor 1000 corresponde con un giro de 30° antihorario y el 3000 con un giro de 30° horario.

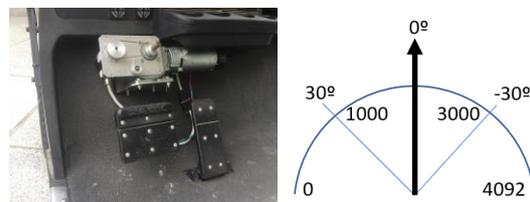


Figura 2. Sistema motor-encoder y valores mapeado de valores encoder-ángulo de giro de volante.

2.2. Control de aceleración

El sistema de aceleración se ha sustituido por un microcontrolador PIC32MX795F512H con 64 pines para controlar tanto la tracción como la dirección. Las señales de control PWM generadas van al driver de potencia con MOSFET en puente H para gobernar la rotación del motor de 1.9KW en sentido directo e inverso. El motor eléctrico se compone de un estátor y un rotor que juntos gobiernan el movimiento de traslación del vehículo. Desde el alto nivel se genera un pulso PWM para la imanación del rotor mientras que el estátor mantiene un campo magnético a un valor específico para obtener siempre el mismo par. Desde el sistema de alto nivel, se utiliza un PID para controlar

la velocidad longitudinal del vehículo tanto en aceleración como en frenada. La salida de este PID es la señal PWM que va directo al driver de potencia cuando hay que acelerar.

2.3. Sistema de sensorización y computación

Los sensores instalados en la plataforma de investigación (Figura 3) son: Lidar de 360° y 16 planos @ ±15° situado horizontalmente en el techo del vehículo; Laser de 180° de un solo plano horizontal con el suelo situado en la parte frontal del vehículo a una altura de 40 cm; Un sistema inercial GPS + IMU con doble antena RTK para geoposicionamiento y localización; dos PCs de procesamiento y control de obstáculos y toma de decisiones y un monitor como



Figura 3. Plataforma de investigación y desarrollo del proyecto INTERPRETATIC del parque arqueológico Romano de Segóbriga.

interfaz.

2.4. Sistema de freno

Finalmente, el sistema de freno automático en el cual se basa este trabajo (Figura 4), se compone de un motor lineal aplicado directamente a la pletina de distribución de frenada. Ésta se compone de dos tambores de freno,

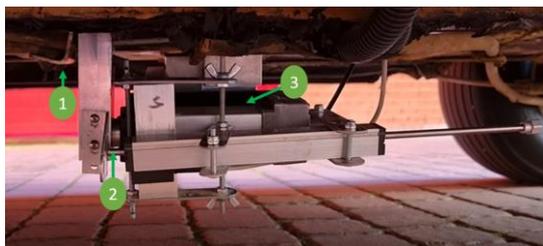


Figura 4 1: Pletina de distribución de la frenada. 2: Potenciómetro lineal. 3: Motor lineal.

uno para cada rueda trasera. Con una señal de control

PWM y un puente H se gobierna la dirección de actuación del vástago presionando la pletina de freno o retrayéndola, esto hace frenar el vehículo de forma controlada. Junto con el motor eléctrico lineal, se ha incorporado un potenciómetro que detecta la posición del vástago. El potenciómetro mide entre 5 y 0 Voltios, por lo que se ha creado un sistema de mapeado entre el voltaje medido por el potenciómetro y la distancia recorrida por el vástago del motor lineal. Adicionalmente, se ha utilizado un microcontrolador Arduino Uno con un shield en puente H de hasta 10 Amperios para gobernar mediante una señal PWM el avance o el retroceso del motor lineal.

3. Metodología

3.1. Sensor de posición - Voltaje

Es necesario comprender cómo funciona el sistema de posición del motor lineal de frenada mediante el uso del potenciómetro. El rango total de lectura de este sensor varía entre 0 y 5 Voltios por tanto, ha sido necesario el estudio de comportamiento ante distintos niveles de desplazamiento del vástago del motor lineal. Este estudio inicial se ha hecho en un laboratorio en vacío (sin la resistencia de la pletina de frenada y sin las interferencias provocadas por el ruido magnético de las baterías o vibraciones. El estudio inicial dio como resultados una aproximación a recta lineal con la siguiente fórmula (ecuación 1), donde la posición del vástago está en milímetros, el valor del potenciómetro en Voltios y la recta pendiente de proporción 100/5 puesto que el motor es de máximo 100mm. Así pues, cuando el motor está extendido 50 mm, el potenciómetro marcará 2.5 Voltios.

$$posición(t) = \frac{Vp(t) [V] * 100 [mm]}{5 [V]} \quad (1)$$

Una vez obtenida la posición del motor lineal, se ha diseñado un sistema de control PID.

3.2. Sistema de control de posición mediante PID sin carga

Este sistema se basa en un control en lazo cerrado como muestra en la figura 5

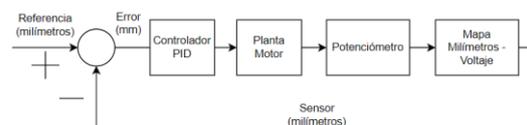


Figura 5 Sistema de control en lazo cerrado.

El sistema de control de posición se basa en un control PID donde se establecen los parámetros de control proporcional, integral y derivativo mediante el sistema (ecuaciones 1-4).

$$p(t) = Kp \cdot e(t) \quad (2)$$

$$i(t) = Ki \cdot \int_0^t e(t) dt \quad (2)$$

$$d(t) = Kd \cdot \frac{de(t)}{dt} \quad (3)$$

$$PWM(t) = p(t) + i(t) + d(t) \quad (4)$$

Donde $e(t)$ representa el error entre la señal de referencia y la lectura del sensor de posición del motor lineal en milímetros. La salida PWM es una señal entre 0 y el 100% que se le da al shield de Arduino que alimenta el motor entre +12 y -12 Voltios para que se mueva más rápido o más lento en un sentido o en otro. Los valores han sido obtenidos en un laboratorio en vacío (sin estar montado en el vehículo) para comprobar que es posible mantener el motor en la posición de referencia deseada. La siguiente figura 6, indica tanto la medida en posición como la referencia deseada. Cabe apreciar que el motor tiene una velocidad de movimiento simétrica de 20mm/s, haciendo al sistema relativamente lento y evitando sobreoscilación en posición.

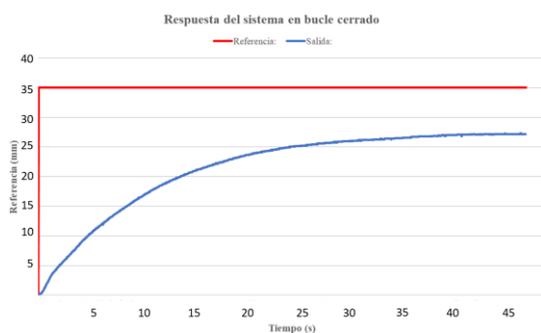


Figura 6. Control en posición PID.

Como se aprecia en la imagen, los parámetros iniciales provocan un error en posición en régimen permanente ya que el valor proporcional elegido era demasiado bajo. En la tabla (1) se muestran los resultados empíricos en el laboratorio sin carga con una referencia de 35mm partiendo desde el valor 0mm.

Tabla 1. Valores PID frente a tiempo de estabilización (s) y error en posición (mm).

| Tabla de valores empíricos PID | | | |
|--------------------------------|----|------------------------|-------------------------------|
| Kp | Ki | Error en posición (mm) | Tiempo de establecimiento (s) |
| 1 | 0 | 1.23 | 25.7 |
| 10 | 0 | 0.72 | 3.84 |
| 30 | 0 | 0.31 | 1.80 |
| 50 | 0 | 0.1 | 1.62 |
| 100 | 0 | 0.1 | 1.64 |

Se puede observar cómo el error en posición sigue estando en 0.1mm sin haber parte integral. Esto es debido a que la sensibilidad del potenciómetro

conectado al conversor analógico-digital de la placa controladora Arduino Uno es mayor a la distancia de 0.1mm después de hacer la conversión posición-Voltaje. Debido a este motivo y con pruebas

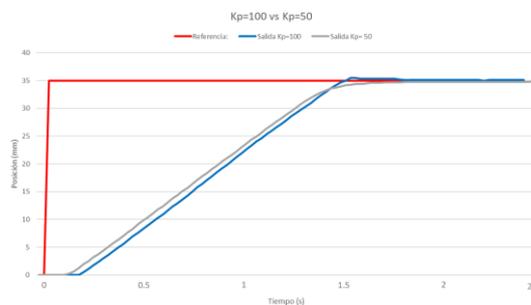


Figura 7. Elección $Kp = 50$

posteriores, no se pudo mejorar el resultado en posición y por tanto los valores elegidos fueron $Kp = 50$, $Ki = 0$, $Kd = 0$. En la figura 7 puede observarse la elección de $Kp = 50$ sobre $Kp = 100$ debido a la mejor actuación y control del sistema. La figura 8 muestra un cambio de referencias en rojo y la posición del vástago del motor lineal en azul. Puede apreciarse que el motor alcanza perfectamente la referencia deseada con la pendiente máxima limitada por la rapidez de extensión del vástago de 20 mm/s correspondiente a la planta del sistema.

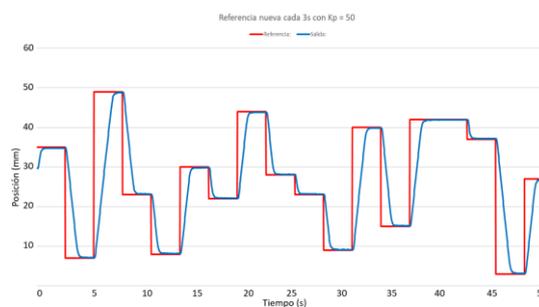


Figura 8. Control en posición PID.

3.3. Sistema de control en posición mediante PID con carga

Con el motor lineal instalado en el vehículo de la forma mostrada en la figura 4, se comprobó en llano la validez del sistema de frenado tanto a nivel hardware como a nivel software y de precisión de frenada, tiempo de frenado y confort. Los principales problemas encontrados son el ruido en el sensor de posición del vástago del motor lineal y el retraso en la frenada desde que se le da la orden de nueva referencia al controlador.

3.3.1. Ruido en sensor de posición

En el laboratorio, con la alimentación de una fuente equipada con estabilizador y a través del Arduino, no

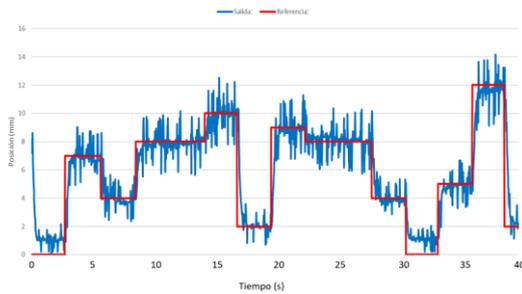


Figura 9. Ruido sensor posición

se detectó ruido en las lecturas del potenciómetro. Una vez instalado, la figura 8 muestra el ruido detectado en el sensor (en azul) y la referencia deseada (en rojo). Para solucionar este problema, se ha utilizado un filtro en tiempo real de la media de valores obtenidos con una muestra de 5 valores actualizados en cada ciclo (ecuación 5).

$$\overline{pos} = \frac{pos_n + pos_{n-1} + pos_{n-2} + pos_{n-3} + pos_{n-4}}{5} \quad (5)$$

Finalmente, el ruido se ha reducido hasta niveles de precisión aceptables para el controlador (figura 10).

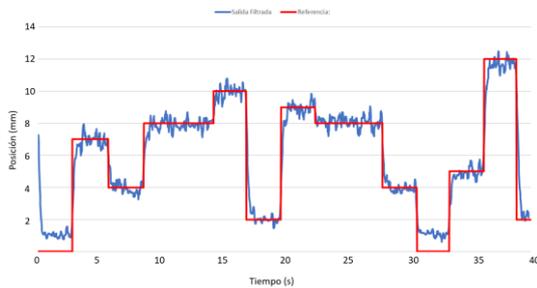


Figura 10. Ruido sensor posición con filtro

Con la plataforma estática, el sistema de control es capaz de mantener el vástago del motor lineal en la posición deseada.

3.3.2. Retraso en la frenada con el vehículo en movimiento

El segundo problema a resolver surge con la plataforma de investigación en movimiento. La pletina de distribución de freno está anexa a la pieza de del vástago del motor lineal, pero esto no es suficiente para frenar de forma instantánea. Esto es debido a que los tambores de freno del vehículo situados en las ruedas posteriores, requieren que la pletina de distribución de freno se tense y se desplace alrededor de 6 milímetros. Se hicieron pruebas configurando nuevamente los valores PID en movimiento y se hizo un mapa de control para detectar el nivel de desaceleración dependiendo de los milímetros recorridos por la extensión del vástago de freno. Este modelo no es lineal, pero aporta información valiosa para configurar

el controlador. En la tabla (2) se muestra una aproximación empírica de la desaceleración midiendo velocidades y tiempos de respuesta del vehículo en movimiento ante una orden de frenada máxima. Los tests se hicieron con el vehículo a 2m/s en llano y en línea recta, frenando siempre en el mismo punto.

Tabla 2. Aceleración – posición vástago (mm)

| Aceleración vs posición vástago (mm) | |
|--------------------------------------|---------------------------------|
| Posición (mm) | Aceleración (m/s ²) |
| 1 | 0 |
| 6 | -0.17 |
| 9 | -0.33 |
| 12 | -0.67 |
| 15 | -0.81 |
| 20 | -1.29 |

La respuesta de frenada no es inmediata como se ha establecido previamente y los valores de distancia de frenado en llano se muestran en la tabla 3

Tabla 3. Distancia de frenado – posición vástago (mm)

| Distancia de freno vs posición vástago (mm) | |
|---|-----------------------|
| Posición (mm) | Distancia frenado (m) |
| 1 | - |
| 6 | 18.4 |
| 9 | 8.10 |
| 12 | 4.45 |
| 15 | 3.36 |
| 20 | 2.30 |

El vehículo tiene una distancia de frenado de 2.30m una vez que recibe la orden de freno de emergencia tardando 1.62s en pararse. El tiempo de frenada se divide en tres secciones: el tiempo que tarda la pletina en llegar al nivel de tensión requerido para empezar a frenar, el freno suave y la frenada fuerte y enclavamiento.

3.4. Sistema de control en velocidad (frenada)

Una vez obtenidos los límites de tiempo de frenada y mapeado los milímetros que se necesitan para frenar el vehículo, es necesario hacer un control en velocidad. El control de velocidad tiene dos componentes de actuación, el freno del motor lineal del que trata este trabajo y el sistema de aceleración. La etapa de control de frenada corresponde a la salida en milímetros que tiene que recorrer el vástago para mantener una velocidad de referencia deseada. La figura 11 representa el sistema de control PID anidado en lazo cerrado.

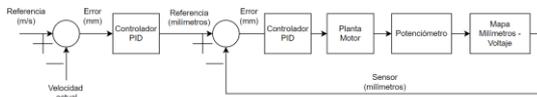


Figura 11. Sistema de control en velocidad (solo freno)

Las pruebas en llano se ajustaron perfectamente a los valores obtenidos previamente para el PID en posición y se han obtenido nuevos valores PID para el control en velocidad. Debido a que en desnivel es necesario primero sustraer la aceleración provocada por el peso del vehículo, se ha tenido en cuenta que para mantener la velocidad en cuesta, hay que añadir una frenada inicial. Con esta frenada inicial, se mantiene la velocidad deseada sustrayendo la aceleración provocada por el peso, que en este caso, se establece en un valor en posición del vástago de frenada de 7 mm obtenido mediante la experimentación. Las ecuaciones del sistema PID en velocidad quedan de la siguiente forma (ecuación). Con este offset, se reduce mucho el error inicial y se obtiene más sensibilidad alrededor del valor de posición deseado dependiendo de la velocidad actual. Los valores elegidos empíricamente para el PID de velocidad han sido $K_p = 10$; $K_i = 0.3$; $K_d = 0.09$

$$pos = 12.5 + p(t) + i(t) + d(t) \quad (6)$$

Finalmente, el sistema de freno en cuesta, aporta unas gráficas (figuras 12 y 13) donde se aprecia la velocidad con respecto a los milímetros a lo largo del tiempo.

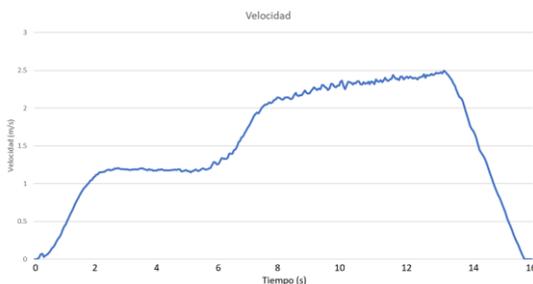


Figura 12. Freno a 12 mm en cuesta.

Puede apreciarse que el vehículo inicialmente alcanza la velocidad de 1.2 m/s en llano, en cuanto empieza el desnivel se produce una aceleración y por consiguiente, una subida de velocidad provocada por el peso del vehículo hasta los 2 m/s momento en el cual se activa el freno a 12 mm de posición. El vehículo no es capaz de frenar y va aumentando la velocidad progresivamente hasta una frenada manual.

En la imagen de la figura 13, se aprecia que el vehículo sí es capaz de frenar a 13 mm de posición del vástago del motor lineal. Por tanto, el peso del vehículo se contrarresta entre los 12 y los 13mm de la posición de

la pletina de freno en una cuesta del 10% descendente.

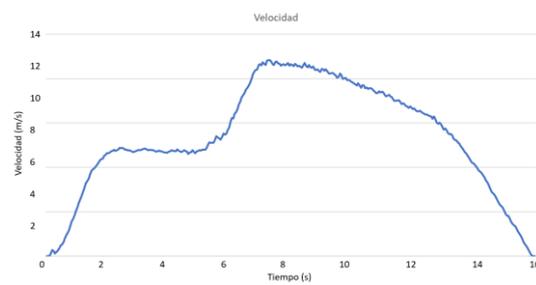


Figura 13. Freno a 13 mm en cuesta.

Con estos valores de configuración el vehículo ya es capaz de mantener una velocidad en llano y en cuesta.

Finalmente, el sistema queda de la siguiente forma añadiendo la parte del offset como una precarga para controlar el sistema de freno tanto en llano como en cuesta descendente.

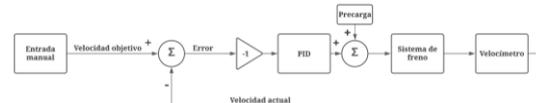


Figura 14. Sistema de freno en llano y cuesta

3.5. Sistema de control de velocidad (aceleración y freno)

Debido a la necesidad de que un mismo módulo controle la aceleración y el freno, ha sido obligatorio generar una serie de condiciones para que el vehículo no acelere hasta que el vástago del motor lineal del freno esté completamente retraído. La figura 15 muestra el flujograma de control donde se especifica al motor lineal que se retraiga siempre que sea necesario acelerar. Nótese que hasta que no esté el freno retraído, el vehículo no acelera. En las pruebas realizadas con el vehículo en movimiento, este cambio de modo de funcionamiento se realiza de forma muy suave y apenas perceptible.

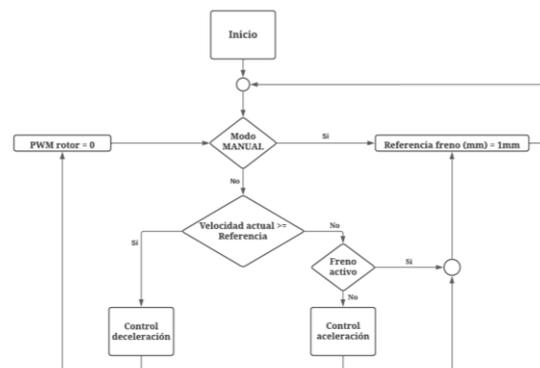


Figura 15. Flujograma de control de velocidad

El sistema de control de alto nivel del vehículo es capaz de navegar de un punto a otro utilizando los sensores previamente descritos en la plataforma. Se utiliza una arquitectura software (figura 16) muy similar a la utilizada en el trabajo de Marín P.[12]

La navegación autónoma se realiza mediante el seguimiento de unas coordenadas que componen una trayectoria a través de la zona navegable del parque romano. Este seguimiento se realiza mediante el controlador lateral MPC (Model Predictive Controller) basado en el error de la posición actual del vehículo con respecto a la trayectoria y el ángulo de heading del vehículo y dos puntos consecutivos de la trayectoria más próxima al vehículo. Este controlador, utiliza un modelo predictivo en base a las entradas de control, en este caso, el ángulo de giro del volante.

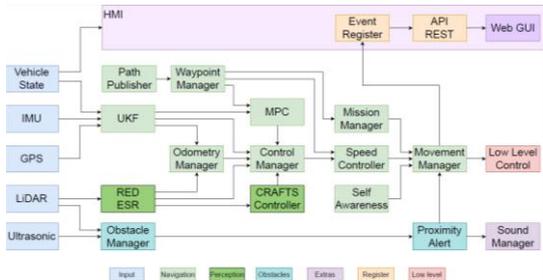


Figura 16. Arquitectura software de control del proyecto INTERPRETATIC.

Adicionalmente, el sistema es capaz de detectar obstáculos en la zona navegable de la trayectoria y actuar acorde.

4. Pruebas en el entorno real



Las pruebas realizadas en un entorno real se corresponden con el parque arqueológico romano de Segóbriga, situado en la localidad de Saelices (Cuenca). La zona de pruebas tiene un desnivel máximo del 7% como se puede apreciar en la imagen de la figura 17, con un recorrido total de 750m aproximadamente.

En la gráfica de la figura 18 se muestran distintos valores de referencia en velocidad del vehículo en rojo y la velocidad real del vehículo en azul. Esta prueba se hizo en una pendiente del 7% descendente.

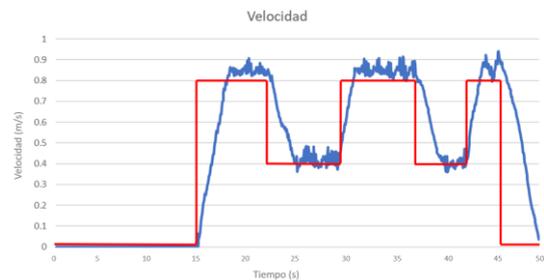


Figura 18. Variación de referencia en rampa descendente y mantenimiento de velocidad.

Puede apreciarse como el vehículo es capaz de mantener la velocidad de referencia con un error de $\pm 0.1\text{m/s}$. Esta prueba junto con otras se ha realizado con el vehículo totalmente en modo autónomo sin intervención humana. También se han realizado pruebas con el vehículo en modo detección de obstáculos y peatones cuyos resultados se encuentran en la figura 19. El fondo rojo indica la zona de activación del motor lineal sobre la pletina de distribución de frenada, el fondo verde indica la aceleración del vehículo debido al control longitudinal o a la caída libre sin aceleración. El fondo azul indica la zona de control y mantenimiento de frenada sin aceleración. La gráfica superior indica la velocidad de referencia y la actual del vehículo. La gráfica inferior

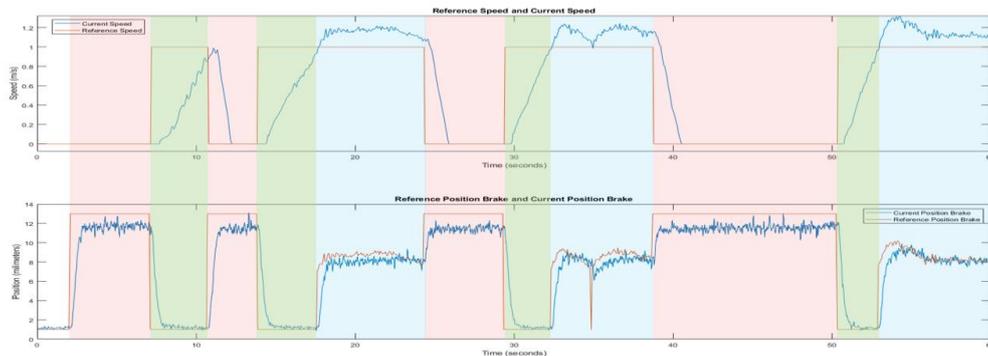


Figura 19. Modos de control del vehículo de forma automática.

indica la posición del freno con respecto a la posición del freno deseado correspondiente con la salida del PID de velocidad. Como puede observarse, el freno está actuando al máximo valor cuando hay una señal de velocidad de referencia 0 (zona roja). Está desactivado cuando la velocidad de referencia está por encima de la velocidad actual (zona verde). Y finalmente la referencia de posición del motor lineal es variable cuando en cuesta abajo se requiere mantener la velocidad de referencia (zona azul).

5. Conclusiones y trabajos futuros

Mediante el presente trabajo se ha demostrado con pruebas reales que el vehículo es capaz de controlar la velocidad tanto en llano como en cuestas descendentes gracias al sistema de freno incorporado en este documento. Las pruebas demuestran que el vehículo mantiene la velocidad en cuestas de hasta el 10% de pendiente y hace el cambio de freno a aceleración y viceversa de forma suave y sin perder el control en ningún momento.

Como trabajos futuros se ha propuesto mejorar el error en posición del vástago del motor lineal ya que se queda por debajo de la referencia. Esto se ha tenido en cuenta en los cálculos asociados a la salida del PID anidado de velocidad pero en los trabajos siguientes se ajustarán los valores del PID para que se ajuste mejor. El sistema de control mecánico de presión de la pletina de distribución de freno, soporta un esfuerzo axial que provoca un momento flexor que se debe evitar. Por ello se está trabajando en un nuevo sistema de freno mediante tracción y no compresión del vástago de un motor lineal. Este cambio de recoger el motor para poder tirar de la pletina de distribución de frenada, eliminará ese momento flexor y servirá para alinear siempre el vástago del motor con la fuerza que ejerce el cable tensor de unión con la pletina.

6. Referencias

- [1] V.K. Kukkala, J. Tunnell, S. Pasricha, T. Bradley, “Advanced driver-assistance systems: A path toward autonomous vehicles”. *IEEE Consum. Electron. Mag.*, vol. 7, n° 5, pp. 18–25, 2018.
- [2] M.Q. Khan, S. Lee, “A comprehensive survey of driving monitoring and assistance systems”. *Sensors*, vol. 19, n° 11, 2574, 2019.
- [3] J. Fleming, X. Yan, C. Allison, N. Stanton, R. Lot, “Real-time predictive eco-driving assistance considering road geometry and long-range radar measurements”. *IET Intell. Transp. Syst.*, vol. 15, n° 4, pp. 573–583, 2021.
- [4] V.C. Magaña, M. Muñoz-Organero, “Artemisa: A Personal Driving Assistant for Fuel Saving”. *IEEE Trans. Mob. Comput.*, vol. 15, n° 10, pp. 2437–2451, 2016.
- [5] F. Mars, P. Chevrel, “Modelling human control of steering for the design of advanced driver assistance systems”. *Annu. Rev. Control*, vol. 44, pp. 292–302, 2017.
- [6] Y. Yuan, J. Zhang, “A Novel Initiative Braking System With Nondegraded Fallback Level for ADAS and Autonomous Driving”. *IEEE Trans. Ind. Electron.*, vol. 67, n° 6, pp. 4360–4370, 2019.
- [7] S.G. Farrag, F. Outay, A.U.H. Yasar, D. Janssens, B. Kochan, N. Jabeur, “Toward the improvement of traffic incident management systems using Car2X technologies”. *Personal and Ubiquitous Computing*, vol. 25, n° 1, pp. 163–176, 2021.
- [8] S. Pendleton, T. Uthaicharoenpong, Z. J. Chong, G.M.J. Fu, B. Qin, W. Liu, D. Rus, (2015, September). “Autonomous golf cars for public trial of mobility-on-demand service”. *En IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*, pp. 1164–1171, 2016.
- [9] I. Shimchik, A. Sagitov, I. Afanasyev, F. Matsuno, E. Magid, “Golf cart prototype development and navigation simulation using ROS and Gazebo”. *En MATEC Web of Conferences*, vol. 75, p. 09005, EDP Sciences, 2016.
- [10] H. Hafez, S.A. Maged, A. Osama, M. Abdelaziz, “Platform Modifications Towards an Autonomous Multi-Passenger Golf Cart”. *2nd Novel Intelligent and Leading Emerging Sciences Conference (NILES)*, pp. 525–531, 2020.
- [11] H. Hafez, S.A. Maged, M. Abdelaziz, “Modular design of x-by-wire systems to facilitate autonomous platform development”. *En 2020 8th International Conference on Control, Mechatronics and Automation (ICCMA)*, pp. 42–46, IEEE, 2020.
- [12] Marin-Plaza, P.; Yagüe, D.; Royo, F.; de Miguel, M.Á.; Moreno, F.M.; Ruiz-de-la-Cuadra, A.; Viadero-Monasterio, F.; Garcia, J.; San Roman, J.L.; Armingol, J.M. Project ARES: Driverless Transportation System. Challenges and Approaches in an Unstructured Road.