Proyecto Fin de Carrera Ingeniería de Telecomunicación

Control de Estabilidad basado en MPC para un Vehículo Eléctrico con Motores en Rueda

Autor: Gonzalo Hernández Rodríguez Tutor: Carlos Bordons Alba

> Dep. de Ingeniería de Sistemas y Automática Escuela Técnica Superior de Ingeniería Universidad de Sevilla

> > Sevilla, 2015





Proyecto Fin de Carrera Ingeniería de Telecomunicación

Control de Estabilidad basado en MPC para un Vehículo Eléctrico con Motores en Rueda

Autor:

Gonzalo Hernández Rodríguez

Tutor: Carlos Bordons Alba

Dep. de Ingeniería de Sistemas y Automática Escuela Técnica Superior de Ingeniería Universidad de Sevilla Sevilla, 2015

Agradecimientos

Me gustaría dar las gracias en primer lugar al tutor de este proyecto, Carlos Bordons, puesto que sin él no podría haber realizado el mismo de un tema que me fascina. Pese a ser director del Departamento de Automática siempre ha tenido tiempo para mí, ya sea de manera presencial o electrónica.

Por otro lado, quiero agradecer a mis padres y a mis amigos más cercanos por su infinita paciencia, ya que han tenido que escuchar en numerosas ocasiones explicaciones acerca de la dinámica de vehículos que poco les importaban. A mi novia, que es la que más ha sufrido lo anterior y a día de hoy debe ser toda una experta en estrategias de control predictivo.

A todos los integrantes del Fuel Cell Control Lab ya que siempre he recibido su atención cuando la situación así lo ha requerido. En especial a David Marcos, pues es con quien más estrechamente he colaborado, que me ha prestado incansablemente su ayuda y su tiempo, siendo un apoyo constante durante la realización de este proyecto.

Por último, no quisiera dejar pasar la oportunidad de agraceder a dos grandes hombres todo su esfuerzo y dedicación. Doy las gracias a Karl Friedrich Benz y a Henry Ford por regalarme mi pasión.

Hernández Rodríguez, Gonzalo Sevilla, 2015.

Resumen

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

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

El objetivo general de este proyecto es desarrollar un control electrónico de estabilidad que mejore la dinámica del vehiculo 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. Basamos nuestro proyecto en un prototipo complementamente funcional, llamado FOX, que tiene la configuración antes descrita.

Para nuestro algortimo de estabilidad usamos dos tipos distintos de control. El primero de ellos es un control predictivo basado en modelo que determina la señal correctiva necesaria para llevar al vehículo a su estado deseado. La otra es un controlador de bajo nivel, un control vectorial de par que distribuye la tarea de generar esta señal entre los cuatro motores. Finalmente, estos dos controladores deben ser integrados para funcionar como un solo. El rendimiento y la eficacia de este algoritmo serán evaluados en simulación para ver cómo ayuda al conductor. Usaremos también multiples casos para probar el controlador ya que disponemos de dos test distintos y diferentes tipos de conductores.

Abstract

At the present time, the number of cars is increasing and that supposes a problem because they represent the vast majority of emissions and oil consumption. That is why most car manufactures are researching the new possibilities of sustainable mobility. These new platforms, such as electric and hybrid vehicles, are becoming increasingly more important due to its better thermodynamic efficiency.

Electric vehicles provide an interesting platform on which to develop and test new advanced strategies of motion control, since motor torque can be controlled quickly and precisely. In this project we work with one of the most versatile configurations which have four in-wheel motors that can be independently controlled.

The main focus of this work is to develop an electronic stability control that improves the dynamic behavior of the car and makes it safer for the driver. The idea is to avoid losses of control or at least, to help the driver regain stability. We based our project in a fully functional prototype, named FOX, which has the configuration above described.

For our stability program we use two different types of control. The first one is a model predictive control that determines the corrective signal required to take the vehicle back to its desired state. The other one is a lower level controller, a torque vectoring controller that distributes the task of generating that signal to the inwheel motors. Finally, these two controllers are integrated with each other to work as a single one. The performance and effectiveness of this algorithm is evaluated in simulation in order to see how well it helps the driver. We use as well several scenarios to check the controller since we have two standard test maneuvers and different driver types.

ÍNDICE

| Agradecimientos | | | | |
|-----------------------------|---------|--|-----|---|
| Resumen | | | | |
| Abstract | | | | |
| Índice Índice de Figuras | | | | |
| | | | | 1 |
| - | 1.1 M | otivación del provecto | - 1 | |
| - | 1.2 Ob | njetivos | 2 | |
| 2 | Estado | del arte | 3 | |
| | 2.1 Te | cnologías drive-by-wire | 3 | |
| | 2.1.1 | Sistemas brake-by-wire | 4 | |
| | 2.1.2 | Sistemas throttle-by-wire | 4 | |
| 4 | 2.2 Sis | temas de control de deslizamiento | 4 | |
| | 2.2.1 | Sistemas antibloqueo de ruedas | 5 | |
| | 2.2.2 | Sistemas de control de tracción | 5 | |
| | 2.3 Sis | temas de control de estabilidad | 5 | |
| | 2.3.1 | ESCs basados en frenado | 6 | |
| | 2.3.2 | ESCs basados en control de par vectorial | 6 | |
| 3 | Manio | bras utilizadas y Modelo de conductor | 9 | |
| | 3.1 Ma | aniobras de prueba | 10 | |
| | 3.1.1 | ISO 3888 | 11 | |
| | 3.1.2 | Respuesta al escalón | 12 | |
| | 3.2 Ma | odelo de conductor virtual | 12 | |
| | 3.2.1 | Conductor por seguimiento de camino | 13 | |
| | 3.2.2 | Conductor por seguimiento multipunto de camino | 14 | |
| | 3.2.3 | Evaluación del modelo de conductor | 15 | |
| 4 | Entorne | o de simulación | 19 | |
| 4 | 4.1 De | escripción del vehículo | 19 | |
| | 4.1.1 | Motores | 19 | |
| | 4.1.2 | Baterías | 20 | |
| | 4.1.3 | Sensores | 20 | |
| 4 | 4.2 Ma | odelo de SimMechanics | 20 | |
| | 4.2.1 | Introducción a SimMechanics | 20 | |
| | 4.2.2 | Modelo de vehículo en SimMechanics | 21 | |
| | 4.2.3 | Suposiciones y simplificaciones | 22 | |
| | 4.2.4 | Sistemas de referencia | 22 | |
| | 4.2.5 | Fuerzas externas | 23 | |
| | 4.2.6 | Modelo de la rueda | 24 | |

| 5 | Controla | idor MPC de momento angular | 27 |
|--------------|---|--|---|
| | 5.1 Con | trol predictivo | 27 |
| | 5.1.1 | Introducción | 27 |
| | 5.1.2 | Estrategia MPC | 27 |
| | 5.2 Eler | nentos del MPC | 28 |
| | 5.2.1 | Modelo del proceso | 28 |
| | 5.2.2 | Función objetivo | 29 |
| | 5.2.3 | Ley de control | 29 |
| | 5.3 Mo | delo del proceso utilizado | 30 |
| | 5.3.1 | Modelo de la bicicleta | 30 |
| | 5.3.2 | Validación del modelo | 32 |
| | 5.4 Con | trolador de momento angular (YMC) | 35 |
| | 5.4.1 | Introducción al YMC | 35 |
| | 5.4.2 | Esquema general de control | 35 |
| | 5.4.3 | Formulación en el espacio de estados | 36 |
| | 5.4.4 | Obtención de las referencias de control | 37 |
| | 5.5 Con | trolador vectorial de par (TVC) | 38 |
| | 5.5.1 | Introducción al TVC | 38 |
| | 5.5.2 | Cálculo de par | 39 |
| | 5.5.3 | Limitador del par máximo | 41 |
| 6 | Implem | entación en Matlab | 43 |
| | 61 Mó | dulo de SimMechanics | 43 |
| | 0.1 1/10 | | 10 |
| | 6.2 Cóa | igo del YMC MPC | 44 |
| | 6.2 Cóa 6.3 Cóa | ligo del YMC MPC ligo del controlador TVC | 44 47 |
| | 6.2 Cóa 6.3 Cóa 6.4 Con | igo del YMC MPC igo del controlador TVC ductor virtual | 44 47 49 |
| | 6.2 Cóa 6.3 Cóa 6.4 Con 6.4.1 | ligo del YMC MPC ligo del controlador TVC ductor virtual Bloque de SimMechanics | 44 47 49 49 |
| | 6.2 Cóa 6.3 Cóa 6.4 Con 6.4.1 6.4.2 | ligo del YMC MPC ligo del controlador TVC ductor virtual Bloque de SimMechanics Código del conductor | 44 47 49 49 50 |
| 7 | 6.2 Cóa 6.3 Cóa 6.4 Con 6.4.1 6.4.2 Resultad | ligo del YMC MPC ligo del controlador TVC ductor virtual Bloque de SimMechanics Código del conductor | 44 47 49 49 50 |
| 7 | 6.2 Cóa 6.3 Cóa 6.4 Con 6.4.1 6.4.2 Resultad 7.1 ISO | ligo del YMC MPC ligo del controlador TVC ductor virtual Bloque de SimMechanics Código del conductor los 3888 | 44 47 49 49 50 55 55 |
| 7 | 6.2 Cóa 6.3 Cóa 6.4 Con 6.4.1 6.4.2 Resultad 7.1 <i>ISO</i> 7.1.1 | ligo del YMC MPC ligo del controlador TVC ductor virtual Bloque de SimMechanics Código del conductor los 3888 Baia velocidad y conductor experto | 44 47 49 49 50 55 55 55 |
| 7 | 6.2 Cóa 6.3 Cóa 6.4 Con 6.4.1 6.4.2 Resultad 7.1 ISO 7.1.1 7.1.2 | ligo del YMC MPC ligo del controlador TVC ductor virtual Bloque de SimMechanics Código del conductor los 3888 Baja velocidad y conductor experto Baja velocidad y conductor medio | 44 47 49 49 50 55 55 55 55 59 |
| 7 | 6.1 Mio 6.2 Cóa 6.3 Cóa 6.4 Con 6.4.1 6.4.2 Resultad 7.1 ISO 7.1.1 7.1.2 7.1.3 | ligo del YMC MPC ligo del controlador TVC ductor virtual Bloque de SimMechanics Código del conductor los 3888 Baja velocidad y conductor experto Baja velocidad y conductor medio Alta velocidad y conductor experto | 44 47 49 49 50 55 55 55 55 59 63 |
| 7 | 6.1 Mio 6.2 Cóa 6.3 Cóa 6.4 Con 6.4.1 6.4.2 Resultad 7.1 ISO 7.1.1 7.1.2 7.1.3 7.1.4 | ligo del YMC MPC ligo del controlador TVC ductor virtual Bloque de SimMechanics Código del conductor los 3888 Baja velocidad y conductor experto Baja velocidad y conductor medio Alta velocidad y conductor experto Alta velocidad y conductor medio | 44 47 49 49 50 55 55 55 59 63 67 |
| 7 | 6.1 Mile 6.2 Cóa 6.3 Cóa 6.4 Con 6.4.1 6.4.2 Resultad 7.1 ISO 7.1.1 7.1.2 7.1.3 7.1.4 7.2 Entu | ligo del YMC MPC ligo del controlador TVC ductor virtual Bloque de SimMechanics Código del conductor los 3888 Baja velocidad y conductor experto Baja velocidad y conductor medio Alta velocidad y conductor experto Alta velocidad y conductor medio rada en escalón | 44 47 49 49 50 55 55 55 55 59 63 67 71 |
| 7 | 6.1 Mile 6.2 Cód 6.3 Cód 6.4 Con 6.4.1 6.4.2 Resultad 7.1 ISO 7.1.1 7.1.2 7.1.3 7.1.4 7.2 Entr | ligo del YMC MPC ligo del controlador TVC ductor virtual Bloque de SimMechanics Código del conductor los 3888 Baja velocidad y conductor experto Baja velocidad y conductor medio Alta velocidad y conductor experto Alta velocidad y conductor medio rada en escalón | 44 47 49 49 50 55 55 55 59 63 67 71 |
| 7 | 6.1 Mile 6.2 Cód 6.3 Cód 6.4 Con 6.4.1 6.4.2 Resultad 7.1 ISO 7.1.1 7.1.2 7.1.3 7.1.4 7.2 Entri Conclus 8.1 Cor | ligo del YMC MPC ligo del controlador TVC ductor virtual Bloque de SimMechanics Código del conductor dos 3888 Baja velocidad y conductor experto Baja velocidad y conductor medio Alta velocidad y conductor medio Alta velocidad y conductor medio rada en escalón ones y trabajo futuro | 44 47 49 49 50 55 55 55 59 63 67 71 75 75 |
| 7 | 6.2 Cóa 6.3 Cóa 6.4 Con 6.4.1 6.4.2 Resultad 7.1 ISO 7.1.1 7.1.2 7.1.3 7.1.4 7.2 Entr Conclus 8.1 Con | ligo del YMC MPC ligo del controlador TVC ductor virtual Bloque de SimMechanics Código del conductor los 3888 Baja velocidad y conductor experto Baja velocidad y conductor medio Alta velocidad y conductor medio Alta velocidad y conductor medio rada en escalón ones y trabajo futuro clusiones | 44 47 49 49 50 55 55 55 59 63 67 71 75 75 75 |
| 7 | 6.1 Mio 6.2 Cóa 6.3 Cóa 6.4 Con 6.4.1 6.4.2 Resultad 7.1 ISO 7.1.1 7.1.2 7.1.3 7.1.4 7.2 Entr Conclus 8.1 Con 8.2 Trai | ligo del YMC MPC ligo del controlador TVC ductor virtual Bloque de SimMechanics Código del conductor hos 3888 Baja velocidad y conductor experto Baja velocidad y conductor medio Alta velocidad y conductor experto Alta velocidad y conductor medio rada en escalón ones y trabajo futuro clusiones bajo futuro | 44 47 49 49 50 55 55 55 59 63 67 71 75 75 76 |
| 7 8 Bi | 6.1 Mio 6.2 Cóa 6.3 Cóa 6.4 Con 6.4.1 6.4.2 Resultad 7.1 ISO 7.1.1 7.1.2 7.1.3 7.1.4 7.2 Entr 8.1 Con 8.2 Trai ibliografía | ligo del YMC MPC ligo del controlador TVC ductor virtual Bloque de SimMechanics Código del conductor los 3888 Baja velocidad y conductor experto Baja velocidad y conductor medio Alta velocidad y conductor medio rada en escalón ones y trabajo futuro clusiones bajo futuro | 44 47 49 49 50 55 55 55 59 63 67 71 75 75 76 78 |

ÍNDICE DE FIGURAS

| Figura 2.1. Gravedad del peligro ante un fallo en sistemas de control | 3 |
|---|---------|
| Figura 2.2. (a) Control de estabilidad para una situación de sobreviraje. (b) Control de estabilidad para un situación de subviraje | na 8 |
| Figura 3.1. Esquema de conductor | 10 |
| Figura 3.2 ISO 3888 (versión corta) | 11 |
| Figura 3.3 ISO 3888 (versión larga) | 11 |
| Figura 3.4. Modelo de la bicicleta | 13 |
| Figura 3.5. Modelos de conductor, monopunto y multipunto | 15 |
| Figura 3.6. Distintos resultados de la ISO 3888 a 35 km/h | 16 |
| Figura 3.7. Distintos resultados de la ISO 3888 a 60 km/h para el primer conductor | 16 |
| Figura 3.7. Distintos resultados de la ISO 3888 a 60 km/h para el conductor medio | 17 |
| Figura 4.1. Vehículo FOX | 19 |
| Figura 4.2. Modelo simplificado de SimMechanics | 22 |
| Figura 4.3. Fuerzas externas al vehículo | 23 |
| Figura 4.4. Modelo de la rueda | 24 |
| Figura 4.5. Diagramas de la rueda | 25 |
| Figura 5.1. Estrategia MPC | 28 |
| Figura 5.2. Modelo de la bicicleta | 30 |
| Figura 5.3. Comparación de la velocidad angular | 33 |
| Figura 5.4. Comparación del ángulo sideslip | 33 |
| Figura 5.5. Comparación de la velocidad angular | 34 |
| Figura 5.6. Comparación del ángulo sideslip | 34 |
| Figura 5.7. Croquis del esquema de control | 35 |
| Figura 5.8. TVC con generación de pares en cada eje | 40 |
| Figura 5.9. Balance de par en la rueda | 40 |
| Figura 6.1. Bloque controlador de Simulink | 43 |
| Figura 6.2. Bloque conductor de Simulink | 49 |
| Figura 7.1. Trayectoria descrita por el vehículo | 55 |
| Figura 7.2. Detalle de la trayectoria | 56 |
| Figura 7.3. Velocidad angular del vehículo | 56 |
| Figura 7.4. Ángulo de deriva lateral | 57 |
| Figura 7.5. (a) Velocidad (b) Ángulo del volante (c) Velocidad angular en función del ángulo del volante | e |
| (d) Aceleración lateral.dinámico del vehículo | 58 |
| Figura 7.6. Par aplicado por cada motor | 59 |
| Figura 7.7. Trayectoria conductor medio y baja velocidad | 60 |
| | |

| Figura 7.8. Velocidad angular del vehículo | 60 |
|--|--------------------|
| Figura 7.9. Ángulo de deriva lateral | 61 |
| Figura 7.10. (a) Velocidad (b) Ángulo del volante (c) Velocidad angular en función del a | ángulo del volante |
| (d) Aceleración lateral | 62 |
| Figura 7.11. Par aplicado por cada motor | 62 |
| Figura 7.12. Trayectoria del vehículo con y sin controlador | 63 |
| Figura 7.13. Velocidad angular del vehículo | 64 |
| Figura 7.14. Ángulo de deriva lateral | 65 |
| Figura 7.10. (a) Velocidad (b) Ángulo del volante (c) Velocidad angular en función del a | ángulo del volante |
| (d) Aceleración lateral | 65 |
| Figura 7.16. Par aplicado por cada motor | 66 |
| Figura 7.17. Trayectoria del vehículo con y sin controlador | 67 |
| Figura 7.18. Velocidad angular del vehículo | 68 |
| Figura 7.19. Ángulo de deriva lateral | 68 |
| Figura 7.20. (a) Velocidad (b) Ángulo del volante (c) Velocidad angular en función del a | ángulo del volante |
| (d) Aceleración lateral | 69 |
| Figura 7.21 Par aplicado por cada motor | 70 |
| Figura 7.22. Entrada al volante | 71 |
| Figura 7.23. Trayectoria de la maniobra | 71 |
| Figura 7.24. Velocidad angular del vehículo | 72 |
| Figura 7.19. Ángulo de deriva lateral | 72 |
| Figura 7.26. Aceleración lateral del vehículo | 73 |
| Figura 7.27. Pares aplicados por cada motor | 74 |
| Figura 8.1. PC104 | 76 |
| Figura 8.2. Pantalla del Supervisor. | 77 |

1.1 Motivación del proyecto

El modelo energético actual se basa en el uso de combustibles fósiles para el transporte y la generación de energía eléctrica, este modelo no es sostenible principalmente por dos motivos: el agotamiento de la materia prima y del calentamiento global realzado. Asimismo es un sector con un gran peso en la economía, no en vano el 25% de las importaciones de España en 2012 pertenecen a este sector según datos de la Comisión Nacional de Energía. Por todo esto, los países desarrollados cada vez invierten más dinero en mejorar la eficiencia en el uso de la energía y de obtenerla de manera sostenible, y los medios de transporte están en el punto de mira, ya que según la Energy Information Agency de Estados Unidos el combustible para vehículos de carretera representan el 47% del petróleo utilizado.

Este porcentaje tan amplio hace que los vehículos propulsados por motor eléctrico vayan ganando terreno a los de combustión interna. El mercado de los coches eléctricos (Electric Vehicle, EV) está en plena expansión. Según la ONG especializada en trasporte sostenible, Transport&Enviroment, las ventas de EVs se doblan en Europa cada año desde 2010, por ello en 2013 se matricularon en Europa 50.000 unidades de este tipo de coches. Evidentemente no es igual para todo el continente, pero el parque móvil de países como Holanda o Noruega está compuesto por EVs en más de un 5%. Hoy en día el comprador europeo tiene un catálogo a su disposición de 22 turismos y 15 vehículos comerciales puramente eléctricos.

Es evidente que los motores de combustión interna como medio de transporte para el gran público tienen los días contados, principalmente por su bajo rendimiento termodinámico. Por esto los fabricantes están invirtiendo grandes sumas de dinero para no quedarse atrás en materia de movilidad sostenible. Mientras que el motor de combustión interna más eficiente, el motor Diesel, puede llegar al 45% de eficiencia energética, los motores eléctricos del parque móvil actuales están en torno al 90%, lo que claramente les colocan en una posición de ventaja. Las mayores inversiones se están dando en el campo del almacenamiento de energía, ya que uno de los mayores hándicaps de estos vehículos es la baja autonomía de la que disponen. Sin embargo, los motores eléctricos tienen características muy interesantes para el desarrollo de algoritmos de control: tienen una curva de par muy constante desde parado, lo cual nos garantiza una entrega de potencia casi inmediata, a su vez, tiene un menor número de piezas móviles por lo que tienden menos a fallar ante un uso intensivo.

Además, no están sujetos al uso de un único motor central, sino que permite múltiples configuraciones. En nuestro caso, disponemos de motores alojados en las ruedas que dotan al coche de un mejor comportamiento tanto en una conducción cotidiana como en situaciones de emergencia. Esta configuración nos proporciona un gran abanico de posibilidades a la hora de aplicar distintos algoritmos de control, puesto que permiten regular el par de cada rueda de manera independiente, aumentando así las prestaciones dinámicas del vehículo.

Este proyecto se centra en el estudio de algoritmos de tracción mediante simulación. La simulación es una herramienta muy versátil del mundo digital, que nos permite realizar múltiples experimentos con un gran ahorro de tiempo y dinero, así como implementar las modificaciones resultantes de los ensayos. Además añadimos un componentes de seguridad a nuestra investigación, puesto que en los ensayos de estabilidad es necesario manejar un vehículo cerca de su límite físico, con el riesgo que esto supone [Chu06].

1.2 Objetivos

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

Para las simulaciones partimos de un modelo de SimMechanics, desarrollado en el marco de la tesis doctoral [Dav14], que es una herramienta de Matlab 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 muy usadas en la industria.

Para determinar la actuación necesaria para corregir la dinámica del vehículo hemos elegido implementar un controlador predictivo (MPC). Este controlador actuará como controlador de alto nivel y enviará la señal correctiva a otro controlador de bajo nivel, que se encargará de generar la actuación necesaria mediante el reparto independiente de par. Para esta función usaremos 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 al ver que el controlador modifica sus acciones [Mir10].

Para realizar el objetivo principal debemos llevar a cabo otros secundarios, como los siguientes. El desarrollo de un modelo simplificado del vehículo para reducir la carga computacional en el controlador predictivo pero manteniendo a su vez cierta precisión. A su vez, también debemos implementar un modelo de conductor virtual para evaluar nuestro controlador, pues muchas de las maniobras necesitan de la intervención de un conductor. Debemos diseñar también distintos tipos de conductores para hacer más completa la evaluación del control de estabilidad.

2.1 Tecnologías drive-by-wire

El uso exitoso de tecnologías fly-by-wire en la industria aeronáutica, la experiencia positiva en el uso de los primeros aceleradores electrónicos y de los sistemas de asistencia al frenado son un incentivo para el desarrollo de sistemas drive-by-wire (en adelante, DBW) sin apoyo mecánico. Estos sistemas, debido a su naturaleza electrónica, no son a prueba de fallos (llevan al sistema a un estado seguro o de mínimo riesgo si ocurre un fallo) pero sí tienen la propiedad de tolerancia a fallos, que permiten a los sistemas seguir funcionando, en vez de caída completa, cuando uno de sus componentes falla. Es por esto que la implantación de estos sistemas no está siendo inmediata, ya que conllevan el diseño de sistemas muy fiables y robustos para superar las exigentes pruebas de seguridad de los organismos competentes. En la figura 2.1 podemos ver una comparativa de la gravedad del peligro si se da un fallo en los sistemas electrónicos de un vehículo, ha sido extraída de [Rie99]. Podemos ver como la mayoría de sistemas DBW están por encima de la zona media de gravedad, a su vez, las nuevas funciones de la industria como puedan ser el asistente de cambio de carril, conducción autónoma o los controles de crucero inteligentes requieren que todos sus sistemas sean DBW, por lo que se colocan también en la zona alta de la tabla. Una de las principales ventajas de estos sistemas es la reducción en el peso, parámetro muy determinante en el consumo de un vehículo, ya que los elementos mecánicos son más pesados que los electrónicos.



Figura 2.1. Gravedad del peligro ante un fallo en sistemas de control.

2.1.1 Sistemas brake-by-wire

Los sistemas de frenado brake-by-wire (desde ahora BBW) pueden ser clasificados en dos grupos principalmente: electrohidráulicos (EHB) y electromecánicos (EMB). Los primeros son conocidos y ampliamente usados en la industria mientras que los segundos son todavía materia de investigación.

En los sistemas EHB, un sensor de posición convierte la petición del conductor en una señal eléctrica, que se envía a la unidad de frenado de cada rueda. Esta unidad está compuesta por un motor eléctrico, una bomba y un tanque hidráulico encargado de generar la presión de frenado. El pedal de freno está conectado a su vez a un cilindro hidráulico para, en caso de fallo electrónico, permitir al conductor ejercer cierta cantidad de frenado (se reduce al mínimo exigido por la ley). En los sistemas EMB, por el contrario, se elimina toda la parte hidráulica y toda la presión de frenado es generada por un actuador eléctrico. Estos actuadores son controlados a través de la unidad de control electrónica (ECU en adelante) que recibe la lectura del pedal de freno de un sensor. Es necesario además un actuador en el pedal de freno, conocidos en la industria como "force *feedback*" para proveer al conductor una realimentación de la presión de frenado, sin este sistema, el conductor tiende a frenar más de la cuenta ya que está acostumbrado a los sistemas hidráulicos. Por razones de seguridad, este sistema necesita duplicar tanto el sistema de energía como el de la ECU. Cabe notar que ante el fallo de uno de los actuadores, debido al carácter independiente para cada rueda, disponemos del 75% de la potencia de frenado mientras que en los sistemas hidráulicos convencionales la perdida suele ser del 50% (se comparten los bombas hidráulicas por eje). Como ventajas podemos enumerar varias: son más respetuosos con el medio ambiente (por no usar fluidos hidráulicos), conseguimos una respuesta de frenado más rápida y contundente, y además, hacen más intuitiva la implementación de sistemas de seguridad activos como el ABS o los distintos controles de tracción.

2.1.2 Sistemas throttle-by-wire

Al igual que se sustituye el freno convencional, también lo hace el acelerador en los sistemas throttle-bywire (TBW). En el mismo se sustituye el cable Bowden que conecta el acelerador con el motor por un sensor en el acelerador y un controlador en el motor. La ECU registra la demanda de potencia del conductor y envía esta señal al controlador, que envía energía al motor extraída de la fuente principal de potencia, en nuestro caso, las baterías. Vemos en la tabla que es uno de los sistemas DBW menos problemáticos, debido a que ante un fallo del sistema, la ECU simplemente corta la alimentación de energía al motor reduciendo su velocidad, siendo un caso que difícilmente causará un accidente. A su vez, al registrar la ECU la señal del acelerador, es fácil la implementación de varios modos de conducción: más reactivos para conseguir un comportamiento más deportivo o más conservadores, donde prima el ahorro de energía.

2.2 Sistemas de control de deslizamiento

Sin duda los avances en electrónica han revolucionado la industria del automóvil. Gracias a las mejoras en las tecnologías de frenado, los conductores confían en la electrónica para frenar, acelerar o estabilizar su vehículo. Tanto es así que para un conductor avanzado pueden parecer demasiado intrusivos ya que no están pensados para cumplir lo que el usuario quiere, sino lo que es más seguro para ellos. Dentro de estos sistemas merecen especial mención dos de ellos: el sistema antibloqueo de ruedas (Anti-lock Braking System, ABS) y el control de tracción (Traction Control System, TCS). Estos sistemas se apoyan en la ECU para modular las señales del freno y el acelerador, de tal manera que impide que los neumáticos se bloqueen durante la fase de frenado (ABS) y que patinen en las fases de aceleración (TCS), aumentando así la seguridad y la maniobrabilidad del vehículo. La implantación del ABS reduce en un 35% las posibilidades de salirse de la carretera y en un 18% la posibilidad de choque múltiple [Bur04]. Por todo esto, la asociación de constructores europeos de automóviles se comprometió en 2003 a equipar todos sus vehículos con este sistema de seguridad.

2.2.1 Sistemas antibloqueo de ruedas

Este sistema no es una innovación de los últimos años, sino que su uso y aceptación se ha producido a lo largo de décadas. Como tantos otros inventos del automóvil, se originó en la industria aeronáutica, fue por primera vez en 1952 que Dunlop Maxaret usó este sistema para reducir la distancia de aterrizaje. En 1978, Robert Bosch GbmH presento el primer sistema moderno de ABS para vehículos y, hoy en día, es un estándar en la industria.

Un sistema ABS consta de sensor de velocidad en cada rueda, un modulador hidráulico y una ECU para procesar las señales y controlar los actuadores del modulador hidráulico. La ECU reconoce si una rueda está bloqueada o no gracias a los sensores de giro, si esto ocurre, libera parte de la presión de frenado hasta que detecta que la situación de bloqueo ha desaparecido. Esta liberación de presión es lo que provoca la fuerte vibración que siente el conductor en el pedal de freno en una situación de emergencia, decir que este efecto negativo puede evitarse en un sistema EMB.

Cuando un conductor pisa el pedal de freno, aumenta la fuerza de frenado hasta que se alcanza el punto máximo de fricción entre los neumáticos y la calzada. En este punto límite entre las regiones estables y las inestables, un aumento de la presión de frenado hace que los neumáticos tiendan al bloqueo. Existen dos motivos para evitar el bloqueo de los neumáticos: en primer lugar, los coeficientes de rozamiento estáticos son mayores que los dinámicos. Un neumático que no desliza, es decir, que gira con normalidad está en reposo con respecto al suelo o lo que es lo mismo, es un rozamiento estático. Por el contrario, un neumático patinando sobre la carretera representa un rozamiento dinámico, reduciendo así el potencial de frenado del coche. El otro motivo es que una rueda que tiende a bloquearse reduce drásticamente su potencial de fuerza lateral, hasta tal punto de ser cero si el neumático está completamente bloqueado. Esto se traduce básicamente en que no podemos girar el vehículo si no podemos ejercer fuerza lateral sobre el mismo. Resumiendo, un sistema ABS en una frenada fuerte nos garantiza que podemos seguir maniobrando el vehículo desde el volante y además, reduce la distancia longitudinal de frenado.

2.2.2 Sistemas de control de tracción

El primer sistema comercial lo puso en marcha la compañía Buick en 1971, denominado *MaxTrac*, y permitía detectar cuando una rueda patinaba y reducir la entrega de potencia a la misma, garantizando en todo momento la máxima tracción posible. Desde entonces, se han desarrollado cada vez sistemas más sofisticados, que involucran un controlador de la entrega de par y el sistema de frenos, evitando el deslizamiento de las ruedas.

El sistema es un acoplado al sistema ABS, no puede instalarse por sí solo ya que necesita los sensores y mecanismos de éste. El TCS detecta el deslizamiento de las ruedas en un episodio de aceleración gracias a los sensores de velocidad angular alojados en las mismas. Si esto ocurre, la ECU envía la señal al controlador de par para ir reduciendo la fuerza aplicada a los neumáticos que se encuentran patinando. Si mediante este método no conseguimos detener esta situación, la ECU activa los frenos hasta que desaparece el deslizamiento. De esta manera nos aseguramos que la máxima tracción es aplicada manteniendo a su vez la estabilidad y la maniobrabilidad. Cabe notar que el objetivo del TCS depende de la configuración del vehículo, en uno de tracción delantera se intenta maximizar la fuerza de tracción pero garantizando la maniobrabilidad del coche, mientras que en un vehículo de propulsión, la tarea principal es mantener la estabilidad, ya que una rueda trasera patinando provoca un fuerte sobreviraje, maximizando así la fuerza de tracción.

2.3 Sistemas de control de estabilidad

Es la evolución natural de los sistemas de control de deslizamiento. El objetivo de un sistema de control de estabilidad (por sus siglas en ingles se puede denominar: ESC, ESP o DSC) es mejorar la estabilidad lateral de un vehículo monitorizando los estados del mismo y asistiendo al conductor en casos de emergencia o de carretera en malas condiciones. La mayoría de conductores están acostumbrados a trabajar con un vehículo en su región lineal, en ésta, una cierta variación en el volante produce un cambio proporcional en la dirección del vehículo [FMV07]. Por ello en esta región es fácil controlar los cambios de dirección del coche, ya que tiene un comportamiento muy predecible, además el retraso entre el giro del volante y la respuesta del vehículo es

muy pequeño. Sin embargo, un turismo convencional en una situación de aceleración lateral alta (0.4G en una carretera seca) pierde esta linealidad entre el volante y la respuesta del vehículo, además, se incrementa el retraso entre la entrada y la respuesta. Como resultado, cuando un conductor sufre una situación de emergencia se juntan dos ingredientes fatales: por un lado la pérdida la linealidad en la dinámica del vehículo y su consecuene aumento en el retraso, y por otra el pánico que produce un inminente accidente de tráfico. El resultado de esto suele ser que el conductor no es capaz de sortear la emergencia y el accidente acaba ocurriendo, aquí es donde entran los sistemas ESC, que intentan hacer que para el usuario el coche se comporte como si estuviera trabajando en un región lineal cuando en realidad no es así.

Los sistemas ESC trabajan con sensores de velocidad angular de las ruedas, del giro del volante, de la velocidad angular del vehículo y estimadores del ángulo de deslizamiento. Los datos de estos sensores son interpretados para estimar la dirección en la que el conductor quiere dirigirse según un modelo de referencia, lo que nos da la trayectoria deseada. Comparando la trayectoria real y la deseada podemos intervenir generando un momento angular para mantener la estabilidad, antes de que el conductor pueda cometer una sobrecorrección u otro error. Para generar este momento angular correctivo podemos usar muchos sistemas, tales como el frenado de ruedas independientes, modificando levemente la actuación sobre el volante en un esquema de volante activo o variando la cantidad de par en cada rueda usando un esquema de control vectorial, etc.

2.3.1 ESCs basados en frenado

No existe en la industria un nombre común para estos sistemas ya que cada fabricante desarrolla sus propios sistemas y los nombra de distintas maneras, a pesar de los nombres todos se basan en lo mismo: una ECU para controlar los frenos de manera independiente para ayudar al conductor a mantener el control en situaciones de emergencia.

Un conductor puede perder el control de un vehículo por un episodio de sobreviraje (cuando el coche tiende a girar más de lo que le pide el conductor) o de subviraje (el coche no gira más aunque incrementemos la entrada volante). Un conductor medio, ante unos de estos episodios, tiende a corregir el comportamiento del coche con entradas inapropiadas en el volante ya que algunas no son naturales, como el contravolante, y en la mayoría de situaciones tienden a empeorar la situación. Ahí es donde entra el ESC, que hace que el vehículo se dirija hacia donde le indica el volante, es por eso que en un coche de hoy en día lo único que hay que hacer es girar el volante hacia la carretera y no intentar hacer maniobras que no controlamos. Sin embargo, la activación del ESC siempre está asociada a una reducción de la velocidad, lo cual puede tiende a ser molesto para los usuarios.

2.3.2 ESCs basados en control de par vectorial

Esos sistemas están presentes en los coches con tracción a las cuatro ruedas. En los mismos es necesario un diferencial o embrague en el eje de transmisión, para repartir el par disponible entre el eje delantero y trasero, y a su vez en estos mismos hace falta un diferencial para dividir el par entre las ruedas del eje. Estos sistemas de transmisión pueden aumentar la tracción y la dinámica bajo ciertas condiciones del terreno, pero por el contrario, son más caros, más pesados, incrementan el consumo y son termodinámicamente más ineficientes.

Estas configuraciones han ido ganando usuarios en el mercado y con ello los fabricantes han tenido que mejorar las características de los mismos. Por esto, la mayoría de estos vehículos incorporan ya diferenciales activos, capaces de distribuir el par independientemente entre cada rueda según las condiciones de la carretera o la maniobra que se esté llevando a cabo. Los diferenciales activos se ubican de la siguiente manera, uno central y otro para cada eje. El primero reparte el par según la dinámica del vehículo y según su potencial de tracción en cada eje, y el diferencial para cada eje, tiene en cuenta la dinámica y el potencial de tracción para cada rueda.

Los principales beneficios de estos sistemas son, por un lado, que se mejora la tracción del vehículo y, por otro, que se aumenta la estabilidad. El sistema permite modular la velocidad de cada rueda para garantizar la

máxima tracción independientemente, además, puede generar un momento angular alrededor del eje vertical para ayudar al vehículo en las maniobras de giro. Por ejemplo, supongamos una situación de sobreviraje, ocurre debido a que el potencial de adherencia en el eje trasero es sobrepasado; el coche lo detecta y envía más par a las ruedas delanteras ya que tienen disponible más tracción, con lo que se maximiza la fuerza que aplica el coche al asfalto, y de esta manera, se aumenta el potencial de fuerza lateral en el eje trasero puesto que hemos reducido la demanda de fuerza longitudinal. Al mismo tiempo se reduce el potencial de fuerza lateral del eje delantero al aumentar su fuerza longitudinal, con lo que el coche adquiere un comportamiento subvirador, compensando el derrape. A su vez, envía más par a la rueda interna de la curva para devolver el coche a la trazada ideal (figura 2.2a). Por el contrario, ante el subviraje, el coche enviará más par al eje trasero, y además a la rueda externa para ayudar al coche a recuperar la trazada generado un momento angular correctivo (figura 2.2b).



Figura 2.2. (a) Control de estabilidad para una situación de sobreviraje. (b) Control de estabilidad para una situación de subviraje. [Kiu10]

Aunque la estrategia seguida en los sistemas TVC es similar a la seguida en los ESC, el control vectorial es más efectivo, en especial en la generación de un momento angular a velocidades altas y en situaciones de emergencia [Rey03]. En general, los sistemas TVC afectan a la dinámica del vehículo de manera transparente al usuario sin interferir con su conducción, por el contrario, el frenado activo usado en los ESC convencionales conlleva una reducción de par, lo cual hace más ineficiente el vehículo debido a que con el frenado disipamos en forma de calor una energía que ya hemos consumido para poner en movimientos las ruedas y, además, el usuario lo percibe como un sistema intrusivo al reducir la velocidad. A su vez, mientras que la actuación del frenado activo está limitada en tiempo puesto que tiende a fatigar en exceso los frenos y es un efecto indeseable en caso de hacer una frenada de emergencia, el sistema TVC permite actuar durante más tiempo y no sólo en situaciones de inestabilidad, sino que también presenta mejoras en la conducción en el día a día. Sin embargo, estos sistemas en los coches convencionales sólo pueden funcionar si ya existe una entrega de par, es decir, no puede actuar si el usuario no está acelerando el vehículo. En estos casos, es necesario un sistema ESC basado en frenado para mantener la estabilidad del vehículo. Resumiendo, para mejorar las capacidades dinámicas de un vehículo tanto en aceleración como durante el frenado es necesario que los cuatro sistemas interactúen entre ellos: ABS, TCS, ESC y TVC. La parte negativa de esto es que el sistema de comunicaciones del coche se vuelve muy complejo (y caro) para integrar todas estas funciones, es por ello que de momento sólo están disponibles en las gamas altas de los fabricantes, donde los compradores sí pueden permitirse tales extras.

3 MANIOBRAS UTILIZADAS Y MODELO DE CONDUCTOR

Conducir un coche es una tarea muy compleja. No sólo requiere ser capaz de controlar un vehículo, tarea que ya de por si conlleva un considerable tiempo de aprendizaje, sino que además tiene que requiere planificar qué camino tomar para llegar a su destino. En definitiva, las tareas de un conductor son las siguientes: navegación, planificación de movimientos y estabilidad del vehículo. [Wal05]

La primera tarea, que es la de elegir la mejor ruta para llegar al destino. Hoy en día no es tan importante la correcta interpretación de los mapas, a pesar de su enorme utilidad, ya que los navegadores GPS hacen esta tarea por nosotros, además de que casi todos disponemos de uno de estos dispositivos en nuestro teléfono móvil. A pesar de todo esto, muchas veces los mapas están desactualizados o no está disponible el camino que nos indica, por lo que la última decisión siempre recae en el conductor. La segunda tarea consiste en, una vez que la ruta está planificada, elegir el camino adecuado según la información que recibe tal como atascos, señales de tráfico, obstáculos inesperados, etc. Además se incluye en esta tarea la elección de la mejor trazada para las curvas, en las autoescuelas rara vez hacen hincapié en esto y la mayoría de conductores toman esta decisión por instinto, cuando es una acción que aumenta nuestra seguridad y eficiencia en la conducción. En la conducción autónoma tan en boga hoy día, esto es lo que conlleva mayor dificultad ya que requiere de múltiples cámaras y radares para llevarla a cabo, además de un sistema informático harto complejo capaz de tomar estas decisiones en tiempo real. Por último tenemos la estabilidad del vehículo, que el conductor debe mantener haciendo uso de los actuadores de los que dispone, a saber, acelerador, freno y dirección (al ser este un proyecto ubicado en el marco de los vehículos eléctricos, no tendremos en cuenta la selección correcta de la relación de transmisión). Los sistemas de control de estabilidad actuales están diseñados para mantener la estabilidad en todo momento o, al menos, ayudarle en situaciones de emergencia. Estos sistemas, mejoran la atención del conductor en las dos tareas anteriores, además que permite a conductores menos hábiles evitar posibles accidentes, ayudándoles en pérdidas de tracción o evitando que éstas ocurran.

Si pensamos en el vehículo y el conductor como en un sistema de control, puede ser visto como un bucle de realimentación, donde el conductor actúa de controlador que mantiene la estabilidad en la planta, el coche [Figura 3.1]. La estabilidad del sistema depende de la habilidad del conductor para corregir errores, la velocidad con la que el conductor puede corregirlos y la robustez del sistema cuando le afectan las perturbaciones.



Figura 3.1. Esquema de conductor

Teniendo en cuenta lo anterior, podemos decir que un vehículo tiene unas buenas especificaciones de manejo si cumple [Wal05]:

1. Tiene una buena relación entre la variación del volante y el cambio de dirección que sufre el coche, además ésta debe ser lo más lineal posible.

2. El coche debe ofrecer buena información acerca de su estado para que el conductor pueda predecir su comportamiento y actuar en consecuencia. Por ejemplo, debe ofrecer una buena realimentación en el volante para poder leer la carretera, el chirrido de las ruedas antes de perder adherencia, etc.

3. El vehículo debe ser inherentemente estable posible ante las perturbaciones, o bien, que las mismas actúen de manera leve en su comportamiento.

4. El vehículo debe tener un límite alto de aceleración lateral ya que cuanto más alto sea este límite, mayor es la capacidad del vehículo para tomar una curva a alta velocidad sin obtener comportamientos indeseados.

3.1 Maniobras de prueba

Hay que señalar antes que nada, que no existe ninguna regulación legal en cuanto a las características de manejo y rendimiento de un vehículo, así que los fabricantes tienen libertad para fijar estas especificaciones. Para ello, la valoración de un vehículo es realizada por conductores profesionales que evalúan los datos obtenidos a través de unas maniobras estándar.

Se han diseñado muchas maniobras de prueba para evaluar las características de un vehículo, el lector puede leer un estudio detallado acerca de diferentes pruebas en las publicaciones de Roenitz, Braess, and Zomotor [Roe77, Roe98]. Las maniobras que describen el comportamiento en términos del conjunto del vehículo y del conductor son las llamadas en bucle cerrado. En simulación, se usa un modelo de conductor apropiado, que sea capaz de emular el comportamiento de un conductor específico (medio o avanzado) en lugar del conductor real. Por el contrario, si las variables de actuación son meras funciones del tiempo hablamos de maniobras en bucle abierto. Estas pruebas otorgan información objetiva acerca del vehículo, tales como la estabilidad o la robustez de éste ante perturbaciones.

Como hemos comentado anteriormente, existen en la industria muchas maniobras para evaluar un vehículo, sin embargo, para obtener información completa acerca de las características de un coche y la efectividad de distintos sistemas de control debemos usar varias pruebas y ver los resultados en su conjunto. De este modo, debemos elegir unas pruebas en las que se vean involucrados diferentes aspectos acerca de la dinámica de un vehículo.

3.1.1 ISO 3888

Este estándar de la ISO describe la maniobra de doble cambio de carril. Es una maniobra en bucle cerrado que evalúa la dinámica lateral de un vehículo basada en la opinión de conductores expertos. La prueba, como se indica en [Pai05, Bau99], consiste en acelerar un coche hasta la velocidad deseada, llegado a ese punto se suelta el acelerador y se circula sin golpear los conos. Puesto que es una maniobra que muestra las capacidades reales de un coche para tomar una curva sin perder estabilidad, es muy usada por los fabricantes para evaluar sus sistemas de control. Nos sirve tanto para valorar como es de bueno el vehículo para pasar por una serie de curvas a una velocidad alta, como para ver cómo se comporta en una situación de emergencia. Podemos ver dos versiones de esta prueba a continuación:



Figura 3.3 ISO 3888 (versión larga)

Debido a la importancia de esta maniobra, vamos a plasmar sus resultados en seis gráficas:

1. Trayectoria deseada y trayectoria real. Para ver si el vehículo es capaz de seguir correctamente el camino marcado.

2. Valores actuales y deseados de la velocidad angular y del ángulo de deslizamiento. La usamos para ver cuán parecido es el comportamiento del coche comparado el modelo de referencia ideal.

3. Aceleración lateral del vehículo. Esta gráfica nos permite observar si el vehículo llega a su límite físico

durante la maniobra. Un valor alto de aceleración lateral para un ángulo concreto del volante indica que el potencial de tracción en cada rueda se usa para mantener al vehículo en la ruta deseada, es decir, que es capaz de seguir la trayectoria indicada incluso en maniobras de emergencia.

4. Ángulo del volante. Con este dato en función del tiempo, podemos examinar el esfuerzo del conductor durante la maniobra, lo cual es un factor importante para evaluar el manejo y la agilidad del vehículo. También es interesante observar el ángulo máximo del volante, para garantizar que no exigimos al conductor un valor desmesurado durante una emergencia.

5. Velocidad angular en función del ángulo del volante. Generamos así una figura de Lissajous para observar la relación entre la señal de entrada (ángulo del volante) y la de salida (velocidad angular) del sistema. El patrón que se genera depende de la relación entre frecuencias de las señales, además, la histéresis del patrón depende de la relación de fase entre las mismas. Es por esto que se considera una gráfica que representa el rendimiento del manejo de un vehículo, ya que una cantidad de histéresis menor significa una mayor agilidad y mejora del tiempo de respuesta del vehículo. A su vez, cuanto menos difiera esta figura de una línea recta más lineal será el comportamiento del coche, siendo el comportamiento del mismo más predecible y por tanto manejable.

6. Velocidad del vehículo. Observando este dato podemos evaluar distintos sistemas de control, ya que nos permite ver si la activación de estos sistemas tiene un efecto negativo en la velocidad. Decir tiene que para el conductor es una sensación molesta si el controlador modifica negativamente la velocidad.

3.1.2 Respuesta al escalón

Es una maniobra en bucle abierto que nos permite observar tanto el régimen transitorio como el permanente del comportamiento de nuestro vehículo. La prueba consiste en mantener el coche a una velocidad constante y avanzando en línea recta, y de repente, aplicar una entrada al volante abrupta, sin sobrepasar el ratio de giro que puede aplicar un humano medio a un volante, que se supone de 300 °/s. El ángulo de giro del volante es aquel que haga obtener al vehículo una aceleración lateral de 4 m/s^2 [Wal05], por otra parte la velocidad debe mantenerse constante durante toda la maniobra.

Los criterios para evaluar estos resultados son los mismos que se usan para medir la respuesta al escalón en un sistema dinámico. Es decir, calcularemos el tiempo de subida al 90% para la aceleración lateral y la velocidad angular, además para esta última calcularemos la sobreoscilación.

3.2 Modelo de conductor virtual

Para evaluar el manejo y el rendimiento de un vehículo en la etapa de desarrollo y para probar la efectividad de distintos métodos de control de estabilidad son necesarias múltiples pruebas en simulación antes de implementarlos en un coche real. Para realizar las maniobras en bucle cerrado en el entorno de simulación es necesario, además de un modelo matemático del vehículo, un modelo de conductor. Este modelo debe calcular las entradas de control para seguir correctamente la ruta predefinida, en este caso obviaremos la señal del pedal de freno.

La mayoría de los modelos de conductor responden a uno de los siguientes tipos: modelos de control óptimos y modelos de retroalimentación momento a momento [Blu04]. Los primeros se basan en la optimización de los modelos a través de múltiples simulaciones y una función de penalización para medir la calidad de los modelos. Son muy útiles para simuladores de competición ya que son capaces de hacer un circuito en el menor tiempo posible pero, por esto mismo, no son adecuados para representar al conductor normal. Además, en la vida real no podemos pasar por una situación de emergencia en múltiples ocasiones para aprender los fallos, sino que sólo tenemos una oportunidad para sortearla satisfactoriamente. Es por esto que usaremos un modelo del segundo tipo, como es el modelo de seguimiento de ruta, ya que representan mejor al conductor medio de nuestras carreteras.

3.2.1 Conductor por seguimiento de camino

Vamos a usar el modelo de conductor presentado en [Oez95], donde se explica un modelo por seguimiento de ruta con un único puto de visualización. Su objetivo es conducir un vehículo sobre una línea de referencia preestablecida. Se basa en elegir el ángulo del volante en función de la diferencia entre el camino de referencia y un punto arbitrario en el eje longitudinal del coche (punto conocido como *"look-ahead distance"*), esta diferencia se conoce como *"look-ahead offset"*. Además del offset, se tienen en cuenta otros parámetros que obtendremos del modelo de referencia de la bicicleta, presentado en la figura 3.4, quedando el siguiente modelo en el espacio de estados:

$$\begin{bmatrix} \dot{v} \\ \dot{r} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{(C_f + C_r)}{m \cdot u} & V_x - \frac{(aC_f - bC_r)}{m \cdot u} \\ -\frac{(aC_f - bC_r)}{Izz \cdot u} & -\frac{(a^2C_f + b^2C_r)}{Izz \cdot u} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} v \\ r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{C_f}{m \cdot u} \\ \frac{aC_f}{Izz} \end{bmatrix} \cdot \delta$$

$$(3.1)$$

Donde \vec{u}, \vec{v} y \vec{r} son, respectivamente, la velocidad longitudinal del vehículo, la velocidad lateral y la velocidad angular alrededor de su eje de giro. Además, a y b son las distancias del eje delantero y el trasero al centro de gravedad, respectivamente, m es la masa del vehículo, Izz es el momento de inercia alrededor del eje de giro, δ es el ángulo de giro de las ruedas delanteras, C_x es la rigidez de deriva para cada eje, concepto muy importante en la dinámica del vehículo que será explicado en profundidad en posteriores apartados. Los ejes del sistema de coordenadas se han elegido según los estándares ISO 4130 y DIN 70000 donde el eje Z sigue la perpendicular vertical del vehículo, el eje X y sus puntos coinciden con el eje longitudinal del coche y por último el eje Y apuntando a la izquierda si tenemos en cuenta la dirección positiva del eje X.



Figura 3.4. Modelo de la bicicleta.

Suponemos que el coche está recorriendo una trayectoria circular a velocidad lateral constante, con lo que se encuentra en un estado estable, en el que $\dot{v} = \dot{r} = 0$. En estas condiciones, la ecuación 4.1 pasa a ser:

$$\begin{bmatrix} \frac{C_f}{m \cdot u} \\ \frac{aC_f}{Izz} \end{bmatrix} \cdot \delta_{ss} = -\begin{bmatrix} -\frac{(C_f + C_r)}{m \cdot u} & V_x - \frac{(aC_f - bC_r)}{m \cdot u} \\ -\frac{(aC_f - bC_r)}{Izz \cdot u} & -\frac{(a^2C_f + b^2C_r)}{Izz \cdot u} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} v_{ss} \\ r_{ss} \end{bmatrix}$$
(3.2)

De esta ecuación, tenemos que podemos calcular la velocidad lateral en función de la velocidad angular como sigue:

$$v_{ss} = T \cdot r_{ss} \, donde \, T = b - \frac{a \cdot m \cdot u^2}{C_r \cdot (a+b)} \tag{3.3}$$

En general, las siguientes afirmaciones son ciertas para un vehículo en régimen estacionario y una trayectoria circular:

$$V_{ss} = \sqrt{u^2 + v_{ss}^2}$$
(3.4)

$$V_{ss} = R \cdot r_{ss} \tag{3.5}$$

Ahora, con las anteriores ecuaciones podemos obtener expresiones para la velocidad angular y el giro del volante en función, únicamente, de la velocidad longitudinal, el radio de curvatura R y distintos parámetros del coche:

$$r_{ss} = \frac{u}{\sqrt{R^2 - T^2}}$$
(3.6)

$$\delta_{ss} = \frac{1}{\sqrt{R^2 - T^2}} \cdot \left(a + b - \frac{m \cdot u^2 \cdot \left(a \cdot C_f - b \cdot C_r \right)}{(a + b) \cdot C_f \cdot C_r} \right)$$
(3.7)

Podemos calcular una expresión válida para el "look-ahead offset" de la siguiente manera:

$$o_{ss} = \sqrt{d^2 + R^2 - 2 \cdot d \cdot T} - R \tag{3.8}$$

Y ya podemos obtener una expresión para el ángulo de giro en función del offset:

$$\frac{\delta_{ss}}{o_{ss}} = \frac{\frac{1}{\sqrt{R^2 - T^2}} \cdot \left(a + b - \frac{m \cdot u^2 \cdot (a \cdot C_f - b \cdot C_r)}{(a + b) \cdot C_f \cdot C_r}\right)}{\sqrt{d^2 + R^2 - 2 \cdot d \cdot T} - R}$$
(3.9)

Por último, con ciertas simplificaciones que omitiremos aquí llegamos a lo siguiente, remitimos al lector al [Oez95] para conocerlas en detalle:

$$\delta_{ss} = \frac{2 \cdot \left(a + b - \frac{m \cdot u^2 \cdot \left(a \cdot C_f - b \cdot C_r\right)}{(a + b) \cdot C_f \cdot C_r}\right)}{d \cdot (d + 2 \cdot T)} \cdot o_{ss}$$
(3.10)

Esta ecuación nos dice cómo debe ser el giro de las ruedas para mantener una trayectoria circular en un régimen de estado estable. Es interesante ver que es independiente del radio de curvatura, y por tanto es susceptible de usarse para cualquier trayectoria. Además, es función de la velocidad longitudinal, así que se también permite la simulación para distintas velocidades. La estabilidad de este controlador ha sido verificada mediante la técnica de Routh-Hurwitz en [Oez95].

3.2.2 Conductor por seguimiento multipunto de camino

Parece razonable decir que este modelo de un único punto es irreal, ya que un conductor en la realidad no toma decisiones en base un único punto, sino que observa la carretera en su extensión para saber reaccionar con tiempo.

Además, la información de un único punto nos resulta escasa. Si este punto es tomado muy lejos del vehículo, se actúa con demasiada antelación haciendo que el conductor se salga de los límites de la vía; si por el contrario se toma un punto demasiado cercano, las reacciones del conductor serán tardías, llevando el coche a un estado inestable. Podemos ver la diferencia entre los dos esquemas presentados en la figura 3.5.



Figura 3.5. Modelos de conductor, monopunto y multipunto.

Para solventar estos problemas, presentamos a continuación el modelo multipunto desarrollado en [Kiu10]. Para mejorar el modelo anterior, que presenta dos soluciones: la primera de ellas es escoger la distancia del punto acorde a la velocidad del vehículo, así que esta pasa a ser función de la velocidad de la siguiente manera:

$$d_{look-ahead}(t) = d_{const} + t_{driver} \cdot u(t)$$
(3.11)

Donde ahora la distancia pasar a tener dos componentes, una constante, y otra que depende de la velocidad y un tiempo de reacción. La segunda es tomar varios puntos de visualización, en concreto tres, dentro del eje longitudinal del vehículo desde el centro de gravedad hasta la *"look-ahead distance"*. Las coordenadas de estos puntos se calculan de la siguiente manera:

$$\begin{cases} x_{pp,i}(t) = x_{CG}(t) + K_i \cdot d_{look-ahead}(t) \cdot \cos(\psi) \\ y_{pp,i}(t) = y_{CG}(t) + K_i \cdot d_{look-ahead}(t) \cdot \sin(\psi) \end{cases}$$
(3.12)

Donde $x, y_{pp,i}(t)$ son las coordenadas de los puntos de previsualización, $x, y_{CG}(t)$ son las coordenadas del centro de gravedad del vehículo, K_i que es la ganancia relativa para tomar puntos a distancias diferentes y por último ψ que es el ángulo la dirección del coche. Ahora calculamos el *"look-ahead offset"* de la siguiente manera:

$$\begin{cases} e_{i}(t) = (x_{R,i}(t) - x_{pp,i}(t)) \cdot \cos(\psi) - (y_{R,i}(t) - y_{pp,i}(t)) \cdot \sin(\psi) \\ o(t) = \sum G_{i} \cdot e_{i}(t) \end{cases}$$
(3.13)

Donde $e_i(t)$ es el offset lateral, $x, y_{R,i}(t)$ son las coordenadas perpendiculares al eje óptico del coche en la trayectoria deseada y G_i son las ganancias de los errores, éstas han sido elegidas mediante un método de prueba y error.

3.2.3 Evaluación del modelo de conductor

Para evaluar el conductor virtual diseñado usaremos la prueba ISO3888 en su versión más severa, es decir, la que tiene un cambio de dirección más brusco. Esta prueba en bucle cerrado, como hemos explicado anteriormente, se usa para ajustar la dinámica del vehículo basándose en la evaluación de conductores profesionales. Además, la complejidad del trazado hace de ésta la prueba ideal para validar nuestro modelo de conductor.

Hemos desarrollado dos tipos de conductores, uno más nervioso, el cual es más reactivo y sigue más la trayectoria deseada, y además es capaz de hacer contravolante para compensar el sobreviraje. El segundo es más indeciso con el consecuente aumento de tiempo en la toma de decisiones y, al igual que los conductores inexpertos, tiende a adelantar el vértice de giro, generando un comportamiento más suave.

Evaluemos primero al conductor rápido. Para el cálculo de la *"look-ahead distance"* hemos tomado una distancia constante de 0.5 m y un tiempo de reacción de 0.1 s, además se usa el modelo multipunto con tres pasos de visualización. En la figura 3.6 podemos ver algunas gráficas extraídas de la simulación. En la primera figura se muestra la trayectoria deseada y la trayectoria que traza el coche, como vemos a esta velocidad el

conductor es capaz de seguir razonablemente bien la trayectoria. La segunda gráfica nos muestra la entrada del conductor al volante, el conductor sólo tiene que hacer un pequeño contravolante para seguir la trayectoria, y por último tenemos la relación entre la velocidad angular y el ángulo del volante, que se asemeja bastante a una línea recta, lo cual indica que el comportamiento del coche es bastante parecido al modelo de referencia de la bicicleta.



Figura 3.6. Distintos resultados de la ISO 3888 a 35 km/h.

Un caso más interesante es observar que ocurre cuando el coche está operando en el régimen no lineal, por lo que lanzaremos una simulación, esta vez serán 60 km/. En la figura 3.7 presentamos los resultados. La primera diferencia es clara, como el coche está operando en su límite físico, el conductor no es capaz de seguir la trayectoria exactamente, aunque si es capaz de mantenerlo bajo control debido a varios episodios de contravolante observados en torno a los dos segundos. En la última figura podemos ver como en los extremos se pierde la linealidad, podemos verlo en posiciones extremas del volante donde la velocidad angular aumenta de demasía, en otras palabras, un ejemplo claro de sobreviraje.



Figura 3.7. Distintos resultados de la ISO 3888 a 60 km/h para el primer conductor.

Veamos ahora que ocurre para el otro modelo de conductor, éste conductor intenta asemejar a uno menos experto, más parecido al conductor medio. En este caso para elegir la distancia de visualización se aumenta el tiempo de reacción a 0.15 s, de tal manera que el conductor reacciona antes, imitando así el típico comportamiento de un conductor novel. Para este conductor omitiremos la simulación a bajas velocidades ya que no se aprecian diferencias significativas en el comportamiento con respecto al anterior. En la figura 3.8 presentamos el comportamiento del mismo, como habíamos planeado, vemos como el conductor tiende a anticiparse, con lo que su comportamiento se aleja más de la trayectoria deseada. A su vez, esta anticipación hace que la actuación del volante sea más pequeña y que el conductor no tenga que hacer uso del contravolante para estabilizar el vehículo. En la figura de Lissajous se respeta la linealidad, esto nos dice que el coche no se aleja de su estado estable y no está trabajando en su límite físico.

Con esto, damos por finalizado el diseño de los conductores, tenemos uno más experto que es interesante ya que veremos si nuestro control de tracción es capaz de ayudarlo a hacer el circuito con más seguridad. Además, tenemos otro conductor que se anticipa más a al trazado deseado y veremos si el controlador mejora o no el comportamiento del coche en curva.



Figura 3.8. Distintos resultados de la ISO 3888 a 60 km/h para el conductor medio.

En este capítulo presentaremos al vehículo FOX (Figura 4.1), que ha sido diseñado como prototipo de testeo en sistemas de gestión de potencia y de controladores de la distribución de par. En un principio cuenta con dos fuentes de energía, el almacenamiento por baterías convencionales y por pila de hidrógeno, durante el desarrollo de este proyecto sólo estaba disponible la alimentación por baterías, dato que se ha tenido en cuenta para ajustar el peso junto con otros parámetros en las simulaciones. Este coche tiene cuatro motores independientes alojados en las ruedas, lo que le hace ser una plataforma extraordinaria para probar diferentes algoritmos de tracción. A su vez, presentaremos un modelo dinámico en el software de Mathworks, Matlab/Simulink.



Figura 4.1. Vehículo FOX.

4.1 Descripción del vehículo

El vehículo FOX está diseñado sobre el chasis de competición S2 fabricado por SilverCars. Ha sido modificado para poder introducir los cuatro motores necesarios para la arquitectura *"in-wheel"*. Los motores usados son eléctricos sin escobillas alojados en las ruedas, que reciben la energía de un conjunto de baterías.

4.1.1 Motores

Cada motor brushless (sin escobillas) dispone de 7 kW de potencia. Son alimentados mediante un conversor de potencia que convierte la corriente continua de las baterías en corriente alterna. Se usan motores brushless a pesar de su mayor coste económico, por las ventajas que ofrece en términos de rendimiento, ya que al no haber rozamiento la pérdida por calor es mínima, y además, generan menos ruido. A su vez, se utiliza la corriente alterna debido a que proporciona más rendimiento en la entrega de potencia durante largos periodos de tiempo, lo cual para nuestra aplicación es claramente ventajoso. Los motores van alojados en las ruedas y conectados directamente a las mismas, sin ningún tipo de eje, por lo que el rendimiento en la entrega de par a las ruedas es máximo.

4.1.2 Baterías

La fuente de energía eléctrica está compuesta por 6 paquetes de baterías de 4 celdas cada una. Son baterías de iones de litio que usan como elemento catódico el fosfato de hierro y de manganeso (LiFeMnPO4), se usan este tipo de baterías por varios motivos: el primero es que son las baterías de litio más respetuosas con el medio ambiente, ya que no tendría sentido hablar de movilidad sostenible usando elementos altamente contaminantes, a su vez tienen una gran densidad de carga y ésta es muy estable en el tiempo, lo que nos permite ahorrar peso puesto que las baterías en un coche eléctrico suele ser el elemento más pesado y es por tanto un factor clave en la autonomía, por otra parte tienen un ciclo de vida muy alto lo que nos asegura una buena vida útil ya que es muy ineficiente para un prototipo cambiar las baterías frecuentemente, y por último, no ven empeorado su rendimiento con el aumento de temperatura, todo lo contrario, pueden aumentar su eficiencia. Para controlarlas, usamos un sistema comercial de gestión de baterías (BMS).

4.1.3 Sensores

Se ha establecido un complejo despliegue de sensores con dos funciones principales, la primera de ellas fue para fijar los parámetros del modelo del coche y una vez hecho, validarlo con lecturas en el vehículo real; la segunda, es para poner en marcha los distintos controladores diseñados, ya que es necesaria la medida de múltiples magnitudes para evaluar el estado del coche y las entradas del conductor.

Comenzaremos con los dispositivos que nos ayudan a la implementación de los sistemas *drive-by-wire*, nuestro prototipo incorpora dos soluciones electrónicas en este aspecto: *throttle-by-wire* y *brake-by-wire*. Para el primero disponemos de un sensor que nos da una señal de 0 a 5 voltios según la presión en el pedal de aceleración. Para el pedal de freno disponemos de un potenciómetro con una precisión del 0.034%, adecuado para el uso que va a tener. Estas señales son recogidas por el ECU para actuar en consecuencia. En concreto el sistema de frenado sí está conectado también mecánicamente, de tal manera que se pueden accionar los frenos de las dos maneras.

A continuación, veremos los sensores que nos permiten observar ciertos parámetros del coche. Estas medidas nos ayudan a estimar el estado del coche para proporcionar esta información a los algoritmos de tracción. Disponemos de un sensor que nos da la posición de la suspensión, se compone de un sensor en paralelo con el amortiguador y que nos mide la compresión de los mismos en todo momento. Se usan en modelado para conocer la fuerza entre los neumáticos y la carretera. A su vez, nos permiten estimar la carga vertical en cada neumático, dato que se usará para calcular la entrega de par a cada rueda en concreto. También disponemos de una unidad de medida inercial (IMU por sus siglas en inglés), es el modelo 3DM-GX3-35 del fabricante MicroStrain. Esta IMU dispone de acelerómetro para los tres ejes, lo que nos permite conocer las aceleraciones que sufre el vehículo, un giróscopo, que nos da la medida de su ratio de giro y un sensor GPS, por el que podemos ver precisamente la ruta que describe el coche.

4.2 Modelo de SimMechanics

4.2.1 Introducción a SimMechanics

SimMechanics es un toolbox de Matlab/Simulink que nos permite trabajar con sistemas mecánicos. Tiene dos elementos clave: cuerpos y articulaciones.

Un cuerpo representa una única parte mecánica del vehículo. Estos bloques contienen un modelo matemático de la pieza constituido por la masa del objeto y su elipsoide de inercia, también especifica su centro de gravedad y la orientación. A su vez, también contempla la descripción de ciertos puntos especiales del objeto, como por ejemplo, el punto dónde una fuerza es aplicada y cuál es su dirección.

Una articulación representa la unión entre dos cuerpos. Existen múltiples tipos de articulaciones según los grados de libertad de movimiento que existan entre los dos cuerpo. Existen de tipo rotativa, lineal, planar, etc.

Existen otros dos tipos de bloques: son los sensores y los actuadores. Ambos se conectan a un cuerpo o a una articulación y nos sirve de interfaz entre los bloques de SimMechanics y los de Simulink ya que estos dos esquemas pueden convivir en el mismo archivo. Los actuadores aplican una fuerza o un par a donde esté conectado, o bien, obligan al cuerpo/articulación a seguir una cierta trayectoria. Los sensores nos permiten medir una gran variedad de parámetros en los cuerpos y articulaciones, ya sean fuerzas, pares, velocidades de giro, etc.

SimMechanics a su vez incluye una herramienta denominada SimMechanics link, que permite importar un modelo CAD del vehículo y el programa se encarga de traducirlo a los bloques necesarios en SimMechanics.

4.2.2 Modelo de vehículo en SimMechanics

Todo lo expuesto a continuación es un extracto de la tesis doctoral desarrollada por David Marcos R., autor del modelo, aquí haremos una breve descripción del modelo usado y remitimos al lector a [Dav14] para una explicación detallada.

Crear un modelo matemático de un sistema mecánico no es una tarea sencilla, ya que son sistemas no lineales harto complejos. La mayoría de modelos recurren a diversas simplificaciones para que las ecuaciones resultantes no sean tan complicadas, como resultado, se obtienen modelos que no se adecuan lo suficiente con la realidad.

La ventaja de SimMechanics es que implementa todas las ecuaciones dinámicas del sistema. Así, si hacemos cualquier cambio en uno de los bloques, el programa recalcula todas las ecuaciones ahorrando mucho tiempo al usuario que puede aplicar complejos cambios al instante. Como gran desventaja tiene la interacción neumático-carretera, que no está implementada en el programa y el usuario debe crear un equivalente mecánico para emularla. A pesar de esto, teniendo en cuenta todas las ventajas explicadas anteriormente, unido al hecho de que podemos usar cualquier bloque de Simulink para interactuar con el modelo hace de SimMechanics una herramienta muy versátil para el diseño de controladores y testeo de algoritmos. Para nuestro vehículo, se ha importado el diagrama usando el diseño CAD de SolidWorks, incluye 35 cuerpos y 38 uniones. Podemos ver un modelo simplificado en la figura 4.2.



Figura 4.2. Modelo simplificado de SimMechanics [Dav14].

4.2.3 Suposiciones y simplificaciones

Para simplificar el modelo se han hecho las siguientes consideraciones: todas las partes del vehículo, incluidos los neumáticos y los supuestos ocupantes, se han supuesto como cuerpos rígidos, el punto de contacto entre la carretera y el neumático se ha tomado como el punto más bajo de éste, se supone el vehículo desplazándose por una superficie plana y, por último, la fuerza de fricción del aire solo es considerada en el eje longitudinal del movimiento. Estas simplificaciones que hemos tomado reducen bastante la complejidad del modelo pero no reducen excesivamente la precisión del mismo.

4.2.4 Sistemas de referencia

Veremos a continuación los sistemas de referencia usados en el modelo, decir tiene que se omite el eje z ya que es siempre perpendicular al suelo y paralelo en todos los casos.

Sistema de referencia global (x_G, y_G) : es un sistema de referencia inercial que tiene su origen en el punto de inicio del centro de masas del vehículo en el primer instante de simulación.

Sistema de referencia del centro de gravedad (x_{CG} , y_{CG}): este sistema está posicionado en el centro de gravedad del vehículo, y su eje x a lo largo del eje longitudinal del coche.

Sistema de referencia de las ruedas (x_i, y_i) : existe un sistema de este tipo para cada rueda, que se denota mediante el sufijo i. Su origen está en el punto de contacto entre el neumático y la carretera, su eje x está

orientado en el eje longitudinal de la rueda.

Sistema de referencia de la velocidad de las ruedas (x_{wi}, y_{wi}) : tiene las mismas características que el sistema anterior, con la diferencia de que en este caso, el eje x se alinea con la velocidad de la rueda.

4.2.5 Fuerzas externas

Se pueden ver todas las fuerza externas contempladas en el modelo en la figura 4.3.



Figura 4.3. Fuerzas externas al vehículo [Dav14].

La primera de ellas es la perturbación por excelencia, la fuerza de la gravedad, se aplicará mediante una fuerza negativa en el centro de gravedad del vehículo y responde a la siguiente ecuación:

$$F_g = -g \cdot m \text{, siendo } g = 9.81 \frac{m}{s^2} \tag{4.1}$$

Tenemos en cuenta a su vez, la carga vertical, que es una fuerza aplicada en cada neumático, representan la fuerza de reacción que ejerce la carretera sobre los neumáticos debido al peso que soportan.

Consideramos ahora la fuerza de resistencia a la rodadura, que es causada por los efectos no elásticos que sufre en neumático al girar [Gil92]. Un neumático en la vida real no entra en contacto con la carretera en un único punto, sino que este se deforma y adquiere una superficie de contacto plana. Cuando un punto del neumático entra en contacto con la carretera, es necesaria una fuerza para deformarlo que se opone al giro, esta fuerza depende de múltiples factores como el peso del vehículo, la calidad de los neumáticos, el inflado de estos, etc. Por el contrario, cuando la superficie de contacto se separa de la carretera, el neumático recupera su forma original, devolviendo parte de la energía absorbida en su deformarlo que se una propiedad llamada histéresis, por la cual la energía que absorbe el neumático para deformarse es mayor que la que devuelve al asfalto al recuperar su forma, actuando la suma siempre como una fuerza que se opone a la marcha del vehículo. Es un factor crítico en la autonomía ya que casi un 20% de la energía generada para mover un vehículo se pierde por el rozamiento entre los neumáticos y la carretera. Por esto, todos los fabricantes que presentan modelos de bajo consumo incorporan neumáticos de baja resistencia a la rodadura ya que pueden reducir el consumo de combustibles fósiles hasta en medio litro cada 100 *km*. Responde a la carga vertical en cada neumático para nuestro modelo:

$$F_{roll} = f_{roll} \cdot F_z \tag{4.2}$$

Otra fuerza que también interviene en la perdida de energía de los neumáticos es la fuerza de rozamiento entre las ruedas y la carretera. El rozamiento entre ambos produce pérdidas por calor típicas del movimiento con fricción, restando energía al movimiento del vehículo.

La última que tendremos en cuenta es la resistencia aerodinámica. Cuando se mueve, el coche tiene que desplazar la cantidad de aire que el volumen del coche va a ocupar, esto es una fuerza que aplica el coche al aire, la fuerza de reacción que ejerce el aire es la que se opone a nuestro movimiento. Veamos de qué depende esta fuerza:

$$F_{aero} = \frac{1}{2} \cdot C_{ax} \cdot S \cdot \rho \cdot v_x^2 \tag{4.3}$$

Siendo $C_{ax} = 0.3$ el coeficiente de arrastre del vehiculo y depende de la forma del mismo, $S = 1.48 m^2$ es la superficie frontal del coche, $\rho = 1.16 kg/m^3$ es la densidad del aire y v_x es la velocidad longitudinal del vehículo. Cabe destacar la relación cuadrática con la velocidad, lo que hace que pequeños incrementos en la velocidad supongan un aumento crítico en el consumo de combustible.

4.2.6 Modelo de la rueda

SimMechanics está pensado para trabajar con la mecánica del sólido rígido, es por esto que no incluye una herramienta para modelar la interacción entre el neumático y la carretera, puesto que ambos se deforman. Debido a esto, es necesario implementar un modelo matemático que simule esta unión. En nuestro modelo, se ha realizado mediante el sistema presentado en la figura 4.4.



Figura 4.4. Modelo de la rueda [Dav14].

Hemos substituido la rueda por un eje recto. Esta barra está unida a un cuerpo auxiliar mediante una junta universal, y este cuerpo está unido a la carretera por una junta planar. Las fuerzas que se generan en la superficie de contacto entre un neumático y la carretera se aplicarán en este cuerpo auxiliar.

Como hemos explicado anteriormente, la carga vertical que sufre cada neumático es calculada por SimMechanics. Con este dato, nuestro modelo calcula la fuerza horizontal entre la rueda y la carretera, a su vez calcula la velocidad de giro de las ruedas. Pueden encontrarse en la bibliografía multitud de modelos de la rueda. Sin embargo, el más utilizado por su precisión a la par de simplicidad es el modelo de escobillas de Pacejka [Pac06].

Existen, a su vez, otros modelos basados en resultados experimentales. El método más exacto que existe en la fórmula mágica de Pacejka, como vemos este profesor es un referente en la dinámica de vehículos, y especialmente en el modelado de neumáticos. Sin embargo, las constantes para su modelo son complejas de establecer ya que requieren unos sensores muy concretos. Por ello, para nuestro caso usaremos el modelo de Burckhardt [Bur93], que si bien no es tan preciso como el otro, sus resultados nos sirven para las pruebas que vamos a realizar (velocidades no muy altas) y es significativamente más fácil de establecer.

Veremos a continuación como se calculan las fuerzas que afectan a un neumático con este modelo. Lo primero que necesitamos son ciertas medidas en las ruedas, a saber, velocidad angular, velocidad lineal,
dirección de la rueda y la carga vertical que soporta.

En la figura 4.5a vemos dos velocidades, v_w es la velocidad lineal de la rueda mientras que v_r es una velocidad virtual en la dirección del eje x_i de la rueda y de modulo la velocidad angular por el radio efectivo de la rueda. Este radio es de 253 mm y 270 mm para el eje delantero y trasero, respectivamente. El ángulo entre estas dos magnitudes se conoce como ángulo de deslizamiento α . En la figura 4.5b vemos un desglose de las fuerzas que afectan al neumático.



Figura 4.5. Diagramas de la rueda.

Pasemos ahora a calcular el deslizamiento de las ruedas. El movimiento de las ruedas está representado por dos coeficientes: uno longitudinal y otro lateral, ambos comprendidos entre 0 y 1. Hacemos dos distinciones para el cálculo de los coeficientes según el estado del coche, si está acelerando:

$$S_L = \frac{v_R \cos(\alpha) - v_w}{v_R \cos(\alpha)} \tag{4.4}$$

$$S_S = \frac{v_R \sin(\alpha)}{v_w} \tag{4.5}$$

En el caso de que el vehículo esté frenando:

$$S_L = \frac{v_R \cos(\alpha) - v_w}{v_w} \tag{4.6}$$

$$S_S = \tan(\alpha) \tag{4.7}$$

Con estos parámetros podemos calcular los coeficientes de rozamiento, tanto longitudinal como lateral, de la siguiente manera:

$$\mu_L = \mu_{RES} \frac{S_L}{S_{RES}} \tag{4.8}$$

$$\mu_S = \mu_{RES} \frac{S_S}{S_{RES}} \tag{4.9}$$

Siendo:

$$S_{RES} = \sqrt{S_L^2 + S_S^2}$$
(4.10)

$$\mu_{RES} = c_1 \cdot (1 - e^{-c_2 S_{RES}}) - c_3 S_{RES} \tag{4.11}$$

Los valores de c_1 hasta c_3 dependen tanto del tipo de firme (asfalto, hormigón, pista de tierra, etc.) y de sus condiciones (mojado, seco, helado, etc.). Podemos encontrar valores de estas constantes para múltiples escenarios en [Kie05]. Finalmente, podemos calcular la fuerza que se aplica a los neumáticos de la siguiente manera:

$$F_L = \mu_L \cdot F_Z \tag{4.12}$$

$$F_S = \mu_S \cdot F_Z \tag{4.13}$$

Donde F_z es la carga vertical para cada neumático. De esta manera ya tenemos una aproximación válida para conocer como el vehículo interacciona con el asfalto. Este modelo no es perfecto y también tiene sus limitaciones, por ejemplo, vemos en las ecuaciones 5.4 hasta la 5.7 que la velocidad de la rueda se encuentra en el denominador, por tanto, este modelo no sirve para velocidades muy cercanas a cero. Por ello, se introduce una nueva manera de calcular la fuerza del neumático, más simple pero apta para bajas velocidades:

$$F_{wL} = k_L (v_r - v_w \cos(\alpha)) \tag{4.14}$$

$$F_{wS} = k_S v_w \sin(\alpha) \tag{4.15}$$

Las constantes $k_L = -1000 N/(m/s)$ y $k_S = 0.7 N/(m/s)$ son valores obtenidos mediante un método de prueba y error.

Con todo lo expuesto anteriormente ya disponemos de un modelo válido donde probar los distintos algoritmos de tracción que queremos implementar. Este modelo de SimMechanics es muy versátil ya que nos permite escoger varios tipos de carreteras según su adherencia (asfalto en seco, con lluvia, nieve, etc.) y la velocidad de simulación. Todo lo desarrollado y expuesto en este proyecto ha sido bajo el marco de esta potente herramienta.

5 CONTROLADOR **MPC** DE MOMENTO ANGULAR

5.1 Control predictivo

5.1.1 Introducción

El control por modelo predictivo (Model Predictive Control o MPC) se originó a finales de los años 70, desde el principio se usó para la industria de procesos, con un gran peso en las plantas químicas y en las refinerías de crudo. El término MPC no define una estrategia de control específica, sino más bien un grupo de ellas que usan un modelo para obtener una señal de control. Se basa en lo siguiente: hace uso de un modelo del proceso/planta para predecir las salidas en instantes futuros (horizonte), con esta predicción calcula una actuación minimizando una función objetivo y, por último, una estrategia de retroceso por la cual al horizonte se desplaza hacia el futuro en cada instante, introduciendo a su vez al sistema la señal de actuación calculada previamente [Cam07].

Existen numerosos algoritmos de control predictivo, y difieren entre ellos en el modelo usado para representar el proceso y en la función objetivo a ser minimizada. Existen numerosas aplicaciones actualmente en uso, y no únicamente en la industria de procesos, como puedan ser el control de brazos robóticos, columnas de destilación, generadores de vapor, control de servomotores, etc. El buen desempeño en estas aplicaciones demuestran la capacidad de los MPCs para lograr sistemas de control altamente eficientes capaces de operar durante largos períodos de tiempo sin intervención humana.

El control predictivo presenta una serie de ventajas sobre otros métodos de control, entre las que destacan: son fáciles de ajustar por personal con poco conocimiento de los sistemas de control, además son muy útiles para controlar una gran variedad de procesos, desde procesos con dinámicas muy simples hasta los más complejos, incluyendo sistemas con grandes retardos y sistemas inestables. A su vez, la extensión al caso multivariable es relativamente sencilla y es muy robusto frente a las perturbaciones debido a su filosofía de control hacia adelante.

Una de las mayores desventajas es la gran carga de computación que conllevan. Esta carga no resulta en sí de la propia ley de control, sino del cálculo de los modelos del proceso. Si es un proceso con una dinámica poco cambiante esto no supone un problema, ya que se elimina gran parte de la carga computacional, quedando únicamente cálculos con matrices para hallar la señal de actuación, que además reduciremos haciendo algunos de ellos de manera previa a la implementación. Por el contrario, si la dinámica varía mucho con el tiempo, debemos calcular estos modelos para cada instante de simulación, aumentando sobremanera la carga computacional. Nostros calcularemos varios de estos modelos previamente para distintos intervalos de velocidad, así evitaremos parte de esa carga al reducir el problema a una obtención de los modelos alojados un archivo de texto.

5.1.2 Estrategia MPC

Todas las estrategias de control predictivo, dentro de sus diferencias, se basan en la estrategia representada en la figura 5.1 [Cam07]:



Figura 5.1. Estrategia MPC.

Las salidas futuras para un determinado horizonte N, denominado horizonte de predicción, son calculadas usando el modelo para cada instante t. Estas salidas estimadas dependen de los valores conocidos hasta el instante t (salidas y entradas pasadas) y en las señales de control futuras, que son aquellas que se enviarán al sistema.

El conjunto de entradas al sistema son calculadas optimizando un determinado criterio para mantener la salida del proceso lo más cercana posible a la referencia. Este criterio toma normalmente la forma de una función cuadrática de los errores entre las salidas estimadas y las futuras referencias. A su vez, el esfuerzo de control es introducido en esta función para minimizar la actuación al sistema. Si tenemos un sistema lineal sin restricciones con una función cuadrática como la explicada anteriormente, podemos hallar una solución explícita, lo que hace mucho más simple su cálculo.

Del conjunto de entradas calculadas sólo introducimos el primer elemento al sistema y el resto son eliminadas. Esto es debido a que en el siguiente instante t + 1, ya conoceremos un nuevo valor de la salida y volveremos a calcular un nuevo conjunto de entradas al sistema, que diferirán del conjunto anterior al introducir la nueva información.

5.2 Elementos del MPC

5.2.1 Modelo del proceso

Un modelo relativamente preciso es un requisito indispensable para el desarrollo de un controlador MPC. Este modelo debe capturar la dinámica del proceso de tal manera que permita calcular las salidas estimadas. A su vez, para procesos muy rápidos que necesitan ser controlador en tiempo real debemos tener un modelo fiel pero simple, para eliminar carga de computación. Las estrategias predictivas de control usan diferentes tipos de modelado, aunque la presencia de al menos uno de ellos es absolutamente imprescindible. En nuestro caso usaremos un modelo en el espacio de estados, con la siguiente forma:

$$\begin{cases} x(t) = A \cdot x(t-1) + B \cdot u(t-1) \\ y(t) = C \cdot x(t) \end{cases}$$
(5.1)

Donde x es el vector de estados y A, B, C son la matriz del sistema, la matriz de entradas y la matriz de salidas, respectivamente. La predicción de las salidas la obtenemos de:

$$\hat{y}(t+k|t) = C \cdot \hat{x}(t+k|t) = C[A^k \cdot x(t) + \sum_{i=1}^k A^{i-1}B \cdot u(t+k-i|t)]$$
(5.2)

Este modelo tiene la ventaja que puede ser extrapolado fácilmente a un caso de múltiples entradas y múltiples salidas (MIMO en adelante).

Introduciremos a continuación el concepto de respuesta libre y respuesta forzada. La idea es separar la señal de actuación en dos componentes:

$$u(t) = u_f(t) + u_c(t)$$
(5.3)

La señal $u_f(t)$ corresponde a las entradas pasadas al sistema y se mantiene constante e igual a su último valor. Por el contrario, la señal $u_c(t)$ es igual a cero en los instantes pasados y toma los valores de las futuras entradas al sistema.

Si introducimos la primera de estas señales en el sistema obtendremos la respuesta libre $y_f(t)$ y caracteriza la evolución del proceso debido a su estado actual. En el caso de actuar en el proceso con la segunda, la señal obtenida se denomina respuesta forzada $y_c(t)$, y representa la evolución debido a las actuaciones futuras.

5.2.2 Función objetivo

Cada algoritmo MPC plantea una función objetivo distinta. Dentro de estas diferencias, la tónica general es la siguiente función objetivo y es la que usaremos nosotros. Se basa en que la salida y(t) siga a una referencia w(t) establecida por el usuario, y a su vez, que el esfuerzo de la señal de actuación $\Delta u(t)$ sea penalizado para que sea lo más pequeña posible. La expresión general para esta función es la siguiente:

$$J(N_p, N_u) = \sum_{j=1}^{N_p} \delta(j) \cdot [y(t+j|t) - w(t+j)]^2 + \sum_{j=1}^{N_u} \lambda(j) \cdot [\Delta u(t+j-1)]^2$$
(5.4)

Donde las variables de peso $\delta(j)$ y $\lambda(j)$ sirven para que el esfuerzo de control se centre en minimizar la diferencia entre la salida y la referencia o en que la señal de actuación sea lo más reducida posible. Con respecto a los límites tenemos dos constantes, N_p es el horizonte de predicción y N_u es el horizonte de control. La constante N_p marca los instantes de tiempo en los que es deseable que la salida siga a la referencia y el horizonte de control nos dice cuántos instantes de la actuación futura calcularemos. Si tomamos un valor pequeño del horizonte de predicción, las actuaciones tenderán a ser muy rápidas, pudiendo causar comportamientos oscilatorios que, como es lógico, conviene evitar en la aplicación que nos ocupa debido a la sensación de inseguridad que daría al conductor. Por otra parte, valores muy grandes de estas dos constantes conllevarán mayor carga de computación

5.2.3 Ley de control

Para obtener las señales u(t + k|t) es necesario minimizar la función J de la ecuación (5.4). Para hacer esto las salidas estimadas son calculadas como función de los valores previos de las entradas y salidas, y los valores futuros de las actuaciones. Estos valores los obtendremos haciendo uso del modelo del proceso elegido, y sustituyéndolos en la función objetivo, daremos con una expresión cuya minimización nos guiará a los valores buscados. Si usamos una función cuadrática, como la que nosotros usaremos, y el modelo es lineal sin restricciones, existe una expresión analítica que sólo requiere de cálculos matriciales. Si no se cumple, debemos realizar un método iterativo para minimizar la función.

5.3 Modelo del proceso utilizado

5.3.1 Modelo de la bicicleta

Como hemos dicho antes, es imperativo disponer de un modelo del proceso. Haremos uso de un modelo en el espacio de estados lineal, lo que nos permitirá usar una expresión analítica para obtener la señal de control. Además, necesitamos un modelo de referencia para calcular el estado estacionario del vehículo y conocer así, los valores deseados de las vairables a controlar. Nos decantamos por el modelo de la bicicleta, que es un modelo de dos grados de libertad ampliamente usado en la industria por su simplicidad y buen desempeño. En el mismo, las ruedas izquierda y derecha para cada eje son fusionadas en una única, además supondremos nula la altura del centro de gravedad. A su vez, las ecuaciones dinámicas de la bicicleta serán linealizados de tal manera que sólo tendremos en cuenta valores pequeños de los ángulos de deriva laterales o ángulos sideslip (usaremos indistintamente ambas denominaciones durante este proyecto), donde sin(α) $\approx \alpha$ y cos(α) ≈ 1 .

Para comenzar a derivar las ecuaciones dinámicas del vehículo, hacemos un balance de fuerza en el eje Y y un balance de momentos alrededor del eje Z, tal y como se indica en [Wal05], quedando:

$$m \cdot a_{\gamma} = F_{\gamma f} + F_{\gamma r} \tag{5.5}$$

$$\dot{r} \cdot I_{zz} = a \cdot F_{yf} - b \cdot F_{yr} + M_z \tag{5.6}$$

Donde *m* es la masa del vehículo, a_y la aceleración lateral, F_{yr} la fuerza lateral en el eje trasero, *r* la velocidad angular, *a*, *b* son las distancias del CG del coche al eje delantero y trasero respectivamente y M_z es el momento aplicado al coche. Podemos ver estas variables en la figura 5.2.



Figura 5.2. Modelo de la bicicleta. [Cho14]

A su vez, suponemos que el ángulo lateral de deriva es pequeños, con lo que:

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{V_y}{V_x} \right) \approx \frac{V_y}{V_x}$$
(5.7)

Por otra parte definimos la siguiente relación cinemática:

$$a_y = \dot{V}_y + r \cdot V_x \tag{5.8}$$

Otras de las suposiciones es que asumimos velocidad longitudinal constante. Agrupando todas las ecuaciones anteriores obtenemos las siguientes expresiones para el ángulo sideslip y la velocidad angular:

$$\dot{\beta} = \frac{F_{yf} + F_{yr}}{m \cdot V_x} - r \tag{5.9}$$

$$\dot{r} = \frac{a \cdot F_{yf} - b \cdot F_{yr} + M_z}{I_{zz}}$$
(5.10)

Se han omitido las sustituciones para llegar a este modelo, remitimos al lector a [Wal05]. El modelo matemático de la interacción entre el asfalto y los neumáticos es harto complicado, ya que es un sistema no lineal complejo y muy dependiente de las condiciones externas, esto hace a su vez que el modelo presentado en (5.9) y (5.10) sea no lineal. Para eliminar esta no linealidad, supondremos un comportamiento lineal de las ruedas, donde la rigidez lateral de la rueda (C_x) es una constante que define la relación entre la fuerza lateral y el ángulo de deslizamiento de la rueda, de la siguiente manera:

$$F_{yx} = C_x \cdot \alpha_x \tag{5.11}$$

Donde la x indica el eje del vehículo al cual nos estamos refiriendo. Suponiendo que los ángulos sideslip para cada eje son pequeños, podemos obtener la siguiente relación entre éstos y variables que conocemos:

$$\alpha_f = \delta - \beta - \frac{a \cdot r}{V_x} \tag{5.12}$$

$$\alpha_r = -\beta + \frac{b \cdot r}{V_x} \tag{5.13}$$

Cabe destacar que δ es el giro de las ruedas delanteras. Con las ecuaciones (5.9) y (5.10), introduciendo el modelo lineal de las ruedas, podemos componer una descripción del sistema en el espacio de estados, donde en el vector de estados colocamos las variables medibles pertinentes y sus derivadas; y como entrada al sistema tomaremos el momento angular externo, quedando el modelo de la siguiente manera:

$$\begin{bmatrix} \beta \\ \dot{\beta} \\ r \\ \dot{r} \\ \delta \end{bmatrix} = A \cdot \begin{bmatrix} \beta \\ \dot{\beta} \\ \dot{r} \\ \dot{r} \\ \dot{\delta} \end{bmatrix} + B \cdot [M_z]$$
(5.14)

~

$$\begin{bmatrix} \beta \\ r \end{bmatrix} = C \cdot \begin{bmatrix} \beta \\ \dot{\beta} \\ r \\ \dot{\dot{r}} \\ \delta \end{bmatrix} + D \cdot [M_z]$$
(5.15)

A su vez, introducimos en el sistema un modelo dinámico del neumático desarrollado por Pacejka [Pac06] para aumentar la precisión del mismo. Este modelo tiene en cuenta el tiempo que tardan los neumáticos en modificar la dinámica del vehículo una vez son girados. Para ello introduce un concepto nuevo, el tiempo de relajación que se define de la siguiente manera:

$$t_{lag} = \frac{\sigma}{V_x} \tag{5.3}$$

Donde σ es la distancia de relajación, que según Pacejka es del orden de la mitad de la superficie de contacto, partiendo de ese valor y ajustando por prueba y error hemos tomado $\sigma = 0.01 m$. Introducimos este concepto nuevo de la siguiente manera:

$$F_{yf} = F_{yf_lag} + t_{lag} \cdot \dot{F}_{yf_lag}$$
(5.3)

$$F_{yr} = F_{yr_lag} + t_{lag} \cdot \dot{F}_{yr_lag}$$
(5.3)

Expresiones que introducidas en las ecuaciones (5.9) y (5.10), queda las siguientes definiciones:

$$\dot{\beta} = \frac{F_{yf_lag} + F_{yr_lag}}{m \cdot V_x} - r \tag{5.18}$$

$$\dot{r} = \frac{a \cdot F_{yf_lag} - b \cdot F_{yr_lag} + M_z}{I_{zz}}$$
(5.19)

Expresamos a continuación cómo quedan las matrices del sistema una vez hemos hecho la descripción en el espacio de estados:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{(C_f + C_r)}{t_{lag} \cdot m \cdot V_x} & -\frac{1}{t_{lag}} & -\frac{(aC_f - bC_r)}{t_{lag}mV_x^2} & -1 & \frac{C_f}{t_{lag}mV_x} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ -\frac{(aC_f - bC_r)}{t_{lag}Izz} & 0 & -\frac{(a^2C_f - b^2C_r)}{t_{lag}Izz \cdot V_x} & -\frac{1}{t_{lag}} & \frac{aC_f}{t_{lag}Izz} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$
(5.20)
$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \\ t_{lag}Izz \\ 0 \end{bmatrix}$$
$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$
(5.22)

$$D = [0] \tag{5.23}$$

La elección de t_{lag} para el modelo ya se ha explicado anteriormente. Las constantes de rigidez de giro C_x las calculamos mediante el modelo más complejo implementado en SimMechanics, en una prueba con un giro brusco que permite abarcar un gran ángulo de deslizamiento de la rueda, obteniendo información suficiente para estimar este parámetro. El resto de constantes las hemos tomado del modelo CAD desarrollado en SolidWorks.

5.3.2 Validación del modelo

Una vez desarrollado el modelo lineal, tenemos que comprobar la validez del mismo. Para simplificar esta validación, el modelo de referencia será el desarrollado en SimMechanics, al ser mucho más completo que el simplificado. En la validación compararemos las dos variables internas del sistema que serán las que usará nuestro controlador predictivo, la velocidad angular y el ángulo sideslip.

La prueba consiste en mantener el volante recto y aplicar al vehículo un momento angular determinado en el eje Z mediante la generación de pares de fuerza en los ejes. Esto emula el funcionamiento del controlador ya que este nos dice qué momento angular debemos aplicar al vehículo. Podemos ver los resultados de estas pruebas para $M_z = 750 \ kg \cdot \frac{m^2 \cdot rad}{s}$ y a una velocidad de 60 km/h, para la velocidad angular y el ángulo de deriva, respectivamente.

Presentamos la comparación entre ambos modelos en las figuras 5.3 y 5.4. En las mismas, la gráfica azul punteada representa el modelo complejo de SimMechanics y la roja es el resultado de nuestro modelo linealizado.



Figura 5.4. Comparación del ángulo sideslip.

A continuación, los resultados para un momento correctivo de $M_z = 550 \ kg \cdot \frac{m^2 \cdot rad}{s}$ y una velocidad de 70 km/h.



Figura 5.5. Comparación de la velocidad angular.



Figura 5.6. Comparación del ángulo sideslip.

Al ser éste un modelo lineal simple que intenta emular el comportamiento de un sistema no lineal bastante complejo, podemos estar conformes con la respuesta obtenida para las dos variables. Si bien en el transitorio obtenemos ciertas diferencias, el régimen permanente se asemeja bastante. Este tipo de errores son asumibles puesto que el modelo de referencia busca emular la dinámica de las variables y acercarse lo máximo posible al valor final, y no ser completamente exacto, ya que el controlador predictivo y sus múltiples

iteracciones se encargarán de atenuar este error. Además, el modelo debe ser lo más sencillo posible puesto que el objetivo final es ejecutarlo en un SO de tiempo real, con las limitaciones de tiempo y cálculo que esto conlleva.

5.4 Controlador de momento angular (YMC)

5.4.1 Introducción al YMC

Hasta la fecha los algoritmos de seguimiento de velocidad angular han sido utilizados para mejorar la estabilidad de un vehículo cerca de su límite físico. Los estudios de controladores de estabilidad basados en velocidad angular hacen uso de un control por retroalimentación, donde el controlador intenta igualar el comportamiento no lineal del vehículo con el del modelo de referencia de la bicicleta. En general, la información de la velocidad angular no es siempre suficiente, ya que un vehículo puede estar circulando con una velocidad angular aceptable pero deslizando lateralmente. Por esto, muchos investigadores creen que se puede lograr un control mucho más completo proporcionando información del ángulo de deriva lateral (en la investigación sideslip) [Man07, Xio11, Piy06]. Como podemos ver en los estudios de [Dix96], los conductores son muy sensibles a valores altos de este ángulo. La preferencia por valores pequeños del ángulo sideslip viene por la pérdida de comportamiento lineal que se experimenta cuando éstos son altos, esto hace al vehículo más difícil de controlar, sumado al probable estado de nerviosismo por parte del conductor, dan lugar a un aumento de las posibilidades de sufrir un accidente. Es por esto que tanto la velocidad angular como el ángulo sideslip son factores muy importantes para la percepción de estabilidad de un conductor, por lo que serán las dos variables a controlar por nuestro MPC, para mejorar la sensación de seguridad y ayudar al control del movimiento del vehículo.

5.4.2 Esquema general de control

Antes de entrar en detalle en la formulación del MPC, vamos a poner en perspectiva el esquema de control que estamos usando para la simulación con un sencillo diagrama que podemos observar en la figura 5.7.



Figura 5.7. Croquis del esquema de control.

Lo primero que tenemos es un modelo del FOX, en el diagrama denominado coche, del cual medimos la velocidad angular y el ángulo de deriva lateral, este proyecto se centra en la simulación así que para nosotros el coche real será el modelo de SimMechanics. Por otro lado tenemos un modelo simplificado del vehículo,

desarrollado a partir del modelo de la bicicleta, que nos permite estimar cuál es la velocidad angular y el ángulo de deriva deseados, en el diagrama es el modelo de referencia. Las dos magnitudes reales del coche y las referencias son introducidas en nuestro controlador predictivo (MPC), que usando a su vez un modelo de la bicicleta es capaz de calcular un momento correctivo para llevar al coche al estado deseado. Este controlador no actúa directamente sobre el coche, tenemos que traducir esta señal de momento correctivo a una de requerimiento de par para cada uno de los cuatro motores, de esto se encarga nuestro controlador de vectorización de par (TVC), que actúa como un controlador de bajo nivel.

5.4.3 Formulación en el espacio de estados

Pasemos ahora a describir en detalle el controlador predictivo. En nuestro caso el sistema tiene múltiples entradas y múltiples salidas (MIMO), aun así, por simplicidad detallaremos a continuación el desarrollo para un caso SISO, siendo el paso de uno a otro inmediato con el aumento pertinente de los vectores utilizados. Partimos de una descripción en espacio de estados como la expuesta en la ecuación (5.1).

Utilizaremos 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:

$$\begin{bmatrix} x(t+1)\\ u(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B\\ 0 & I \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x(t)\\ u(t-1) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B\\ I \end{bmatrix} \cdot \Delta u(t)$$
(5.24)

$$y(t) = \begin{bmatrix} C & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x(t) \\ u(t-1) \end{bmatrix}$$
(5.25)

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

$$\begin{cases} \bar{x}(t+1) = M \cdot \bar{x}(t) + N \cdot \Delta u(t) \\ y(t) = Q \cdot \bar{x}(t) \end{cases}$$
(5.26)

Donde la relación entre las matrices (M,N,Q) y las matrices no incrementales (A,B,C) es fácilmente obtenible comparando las ecuaciones (5.24) y (5.25) con (5.26). Para nuestro caso, el vector de estado extendido y el vector de salidas quedan de la siguiente manera:

$$\bar{x}(t) = \begin{bmatrix} \beta(t) & \dot{\beta}(t) & r(t) & \dot{r}(t) & \delta(t) & M_z(t-1) \end{bmatrix}^T$$
(5.27)

$$y(t) = [\beta(t) \quad r(t)]^T$$
(5.28)

En dichas expresiones tenemos el ángulo sideslip (β), la velocidad angular alrededor del eje z (r), en ángulo de giro de las ruedas delantera (δ) y el momento angular que es necesario aplicar al vehículo para corregir su dinámica (M_z). Dichas notaciones ya han sido explicadas con anterioridad, pese a ello se han repetido aquí para comodidad del lector.

Para minimizar la función objetivo expresada en (5.4), es necesario hacer un cómputo de las salidas futuras del sistema dentro del horizonte de predicción. Usando el modelo incremental podemos obtener las salidas de la siguiente manera:

$$\hat{y}(t+j) = QM^{j} \cdot \hat{x}(t) + \sum_{i=0}^{j-1} QM^{j-i-1}N \cdot \Delta u(t+i)$$
(5.29)

Cabe notar que es necesaria a su vez una estimación del vector de estados. En nuestro caso, todas las componentes del vector de estados son medibles pero si esto no fuera así, sería necesaria la implementación de un observador. Agrupamos todas las predicciones de las salidas en un único vector, este nuevo vector puede ser calculado de manera matricial de este modo:

$$y = \begin{bmatrix} \hat{y}(t+1|t) \\ \vdots \\ \hat{y}(t+N_p|t) \end{bmatrix} = \mathbf{F}\hat{x}(t) + \mathbf{H}\mathbf{u}$$
(5.30)

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

$$\mathbf{F} = \begin{bmatrix} QM\\ QM^2\\ \vdots\\ QM^{N_p} \end{bmatrix}$$
(5.31)

Llegados a este punto podemos establecer una expresión matricial para la función objetivo de la ecuación (5.4) suponiendo por simplicidad la variable de peso para la salida $\delta(j) = 1$ y el de las actuaciones $\lambda(j) = \lambda$, la vemos a continuación:

$$J = (\mathbf{H}\mathbf{u} + \mathbf{F}\hat{\mathbf{x}}(t) - \mathbf{w})^T (\mathbf{H}\mathbf{u} + \mathbf{F}\hat{\mathbf{x}}(t) - \mathbf{w}) + \lambda \mathbf{u}^T \mathbf{u}$$
(5.32)

Como hemos usado una función objetivo cuadrática y tenemos un sistema sin restricciones y lineal, podemos expresar la señal de actuación de la siguiente manera:

$$\mathbf{u} = \left(\mathbf{H}^{\mathrm{T}}\mathbf{H} + \lambda\mathbf{I}\right)^{-1}\mathbf{H}^{\mathrm{T}}(\mathbf{w} - \mathbf{F} \cdot \dot{\mathbf{x}}(t))\mathbf{u}$$
(5.33)

Obtendremos el vector **u** que tendrá N_u elementos. Como usamos una estrategia de horizonte con retroceso, de los mismos sólo se envía el primero de ellos al sistema, volviendo a repetir el cálculo con la nueva información para el siguiente instante de simulación. En realidad sí existen restricciones pero por simplicidad se aplicarán más tarde vía software.

5.4.4 Obtención de las referencias de control

En este apartado vamos a ver cuál es el estado deseado al que intentamos llevar el vehículo con nuestro controlador. Comenzamos con el mismo balance de fuerzas en el eje Y realizado para obtener la ecuación (5.5), podemos obtener las siguientes relaciones [Wal05]:

$$a_y = V \cdot \left(\dot{\beta} + r\right) \tag{5.34}$$

$$\frac{V}{R} = r - \dot{\beta} \tag{5.35}$$

Como estado deseado supondremos 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 (β) 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, las ecuaciones (5.34) y (5.35) quedan de esta forma:

$$a_{\gamma} = V \cdot r \tag{5.36}$$

$$\frac{1}{R} = \frac{r}{V} \tag{5.37}$$

Si consideramos la suma de momentos alrededor de los ejes delantero y trasero, podemos obtener las siguientes expresiones:

$$F_{y,F} \cdot L = m \cdot a_y \cdot b \tag{5.38}$$

$$F_{y,R} \cdot L = m \cdot a_y \cdot a \tag{5.39}$$

Siendo F_y la fuerza lateral para cada eje y la batalla del vehículo se define como L = a + b. Sustituyendo las ecuaciones (5.11), (5.12) y (5.13) en (5.38) y (5.39) podemos derivar las siguientes ecuaciones:

$$C_{\alpha F} \cdot \left(\delta - \beta - \frac{a \cdot r}{V_x}\right) = m \cdot a_y \cdot \frac{b}{L}$$
(5.40)

$$C_{\alpha R} \cdot \left(-\beta + \frac{b \cdot r}{V_x}\right) = m \cdot a_y \cdot \frac{a}{L}$$
(5.41)

Si despejamos en ángulo sideslip de la ecuación (5.40) y sustituimos en la ecuación (5.41) podemos obtener una relación entre el ángulo de giro de las ruedas y la aceleración lateral de la siguiente manera:

$$\delta = \frac{L}{R} + \frac{m}{L} \cdot \left(\frac{b}{C_{\alpha F}} - \frac{a}{C_{\alpha R}}\right) \cdot a_y \tag{5.42}$$

Llegamos a este punto solo queda sustituir las ecuaciones (5.36) y (5.37) en (5.42), y ya podemos obtener una relación entre la velocidad angular del vehículo y ángulo de giro de las ruedas delanteras en un estado estacionario.

$$r_{des} = \frac{V}{L + \frac{m}{L} \cdot \left(\frac{b}{C_{\alpha F}} - \frac{a}{C_{\alpha R}}\right) \cdot V^2} \cdot \delta$$
(5.43)

Tenemos una expresión en la que conocemos todas las constantes y las variables son medibles con los sensores que tenemos. Así que para cada ángulo de giro del volante en cada instante podemos calcular cual debe ser la velocidad angular para mantener al vehículo en un estado estable y estacionario. Esta expresión nos dará la referencia de velocidad angular que introducimos en el controlador MPC.

Con respecto a la referencia del ángulo de deriva lateral es muy simple. Como comentamos anteriormente, el conductor es muy sensible a valores altos de este parámetro, por ende, nuestro objetivo de control pasará por mantenerlo al mínimo. Así que fijaremos la referencia a cero en todo momento:

$$\beta_{des} = 0 \tag{5.44}$$

Esta referencia del ángulo de deriva lateral será imposible conseguirla puesto que, si este ángulo fuera cero durante toda la maniobra, el coche no podría girar.

5.5 Controlador vectorial de par (TVC)

5.5.1 Introducción al TVC

La vectorización de par tiene los mismos principios que un diferencial mecánico estándar. Estos diferenciales surgen para permitir una diferencia en la velocidad de rotación de las ruedas externas e internas durante un giro, de no existir este elemento la capacidad de maniobrabilidad de un vehículo se vería seriamente comprometida. El control vectorial de par lleva este concepto a un nuevo nivel, ya que permite variar la potencia para cada rueda, aumentando así la tracción durante las maniobras de aceleración y giro. El vehículo en el que se basa este proyecto, el FOX, es una plataforma muy interesante para probar estrategias avanzadas

de control, puesto que permite controlar el par de los motores de manera rápida, precisa e independiente para cada rueda. A diferencia de un TVC mecánico que necesita un diferencial para cada eje (derecha-izquierda) y un diferencial central (delante-atrás), en nuestro vehículo eléctrico se implementa mediante software, eliminando así cualquier pérdida de energía por fricción de la que sí adolecen los elementos mecánicos. Esta plataforma, además, nos permite disponer de un número infinito de distribuciones de par, siendo así un sistema mucho más polivalente y efectivo.

Esta capacidad elimina un problema característico de los diferenciales abiertos, que son los que llevan la mayoría de coches del parque móvil. El diferencial abierto envía más potencia a la rueda que menos resistencia ofrece, en un giro ésta es la rueda exterior, cumpliendo perfectamente su función. El problema ocurre cuando una de las ruedas ofrece menos resistencia y no es debido a un giro, sino a una superficie resbaladiza, un derrape o la pérdida de contacto con el asfalto; en ese momento, el diferencial envía todo el par a la rueda que gira libremente mientras que la rueda con mayor adherencia, y por tanto con mayor potencial para traccionar, se queda sin nada. Para evitar esto se emplean dos técnicas principalmente, la primera es con un diferencial autoblocante (*Limited slip differential* o LSD) que limita la variación de giro entre las dos ruedas, el problema es que son muy caros y sólo se implementan en vehículos de tarado deportivo o de alta gama. La segunda es mediante la emulación de un diferencial autoblocante mediante electrónica que, haciendo uso el ESP frena la rueda que gira libremente, esto funciona relativamente bien con pequeños deslizamientos, pero fuera de este rango hacen trabajar en exceso los frenos amén de lo altamente ineficientes que son. Nuestra plataforma no emula un diferencial LSD, sino que lo implementa de manera electrónica, obteniendo todas sus ventajas sin la complejidad y el precio de estos sistemas.

5.5.2 Cálculo de par

Nuestro controlador predictivo calcula una actuación para llevar al coche a su dinámica deseada. La actuación con la que trabaja el controlador es el momento angular que es necesario aplicar al vehículo para corregir su trayectoria. Aquí es donde entra en juego nuestro TVC, que se encarga de repartir el par entre los cuatro motores para generar el momento angular deseado, actuando así como un controlador de bajo nivel mientras que el controlador MPC tendría el rol de supervisor de alto nivel.

Una vez que recibimos el dato del momento angular, dividimos la tarea de generarlo entre los dos eje de la siguiente manera:

$$M_z = M_{z,front} + M_{z,rear} = \theta_f \cdot M_z + \theta_r \cdot M_z \tag{5.45}$$

Donde para los coeficientes θ supondremos un reparto de par igual para el diferencial central ($\theta_f = \theta_r = 0.5$). En cada eje generamos un par determinado, calculamos la fuerza necesaria haciendo un balance:

$$M_{z,front} = F_{x,FR} \cdot \frac{t_f}{2} + F_{x,FL} \cdot \frac{t_f}{2} \\ F_{x,F} = F_{x,FR} = F_{x,FL} \end{cases} \Rightarrow M_{z,front} = F_{x,F} \cdot t_f \Rightarrow F_{x,F} = \frac{M_{z,front}}{t_f}$$
(5.46)

$$M_{z,rear} = F_{x,RR} \cdot \frac{t_r}{2} + F_{x,RL} \cdot \frac{t_r}{2} \\ F_{x,R} = F_{x,RR} = F_{x,RL} \end{cases} \Rightarrow M_{z,rear} = F_{x,R} \cdot t_r \Rightarrow F_{x,R} = \frac{M_{z,rear}}{t_r}$$
(5.47)

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. Y t_f , t_r son la anchura de los ejes delantero y trasero.

Generar un par de fuerzas (de misma intensidad y sentido opuesto) es la mejor estrategia para generar un momento angular deseado debido a dos motivos, de ahí las segundas expresiones de (5.46) y (5.47). El primero de los motivos es que todas las ruedas del vehículo participan en la generación del momento correctivo, en contraposición tenemos los sistemas ESP convencionales donde únicamente ciertos neumáticos están involucrados, aumentado de esta manera su eficiencia y potencial de acción. El segundo es que no influimos sobre la velocidad deseada por el conductor, puesto que incrementamos y disminuimos el par de igual manera en ruedas opuestas, aumentando así la transparencia del sistema de control percibida por el usuario. En un sistema ESP convencional, se frenan ciertas ruedas en función del momento necesario, con lo

que la velocidad sí se ve seriamente modificada, sintiendo el conductor un mayor intrusismo por parte de la electrónica. Podemos ver la estrategia planteada en la figura 5.8.



Figura 5.8. TVC con generación de pares en cada eje [Kiu10].

Una vez que sabemos que cantidad de fuerza necesita ejercer el neumático, debemos conocer qué cantidad de par debe aplicar el motor para lograr esa fuerza, para ello hacemos un balance de par en el neumático como vemos en 5.9, obteniendo lo siguiente:

$$T_m - F_x \cdot r_{dyn} = I_{yy} \cdot \dot{\omega} \Rightarrow F_x = \frac{1}{r_{dyn}} \left(T_m - I_{yy} \cdot \dot{\omega} \right)$$
(5.48)



Figura 5.9. Balance de par en la rueda.

Donde T_m es el par que genera el motor eléctrico, 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 ω 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.

Si substituimos esta expresión (5.48) en el balance de fuerzas para cada eje, representadas en (5.46) y (5.47), obtenemos lo siguiente:

$$T_{m,i} = \frac{r_{dyn}}{t_f} \cdot M_{z,front} + I_{yy} \cdot \dot{\omega} \text{ donde } i \in \{FR, FL\}$$
(5.49)

$$T_{m,i} = \frac{r_{dyn}}{t_r} \cdot M_{z,rear} + I_{yy} \cdot \dot{\omega} \text{ donde } i \in \{RR, RL\}$$
(5.50)

De las dos expresiones anteriores conocemos todos los datos del modelo del vehículo implementado en Adams excepto la aceleración angular de la rueda. Ésta debe ser estimada a partir del sensor de revoluciones de la rueda, el cual es muy sensible al ruido, lo que requiere de un filtrado previo. Tampoco supone un gran problema debido a que la mayor parte de requerimiento de par viene del primer elemento de la expresión, así que es un error asumible.

Decir tiene que si el momento angular es positivo, los pares aplicado a las ruedas del lado derecha serán positivos y por ello se sumará esta cantidad a la solicitada por el usuario, mientras que los del izquierdo serán negativos suponiendo una reducción del par solicitado; tendremos el caso contrario si el momento correctivo es negativo.

5.5.3 Limitador del par máximo

Para prevenir el deslizamiento o bloqueo de los neumáticos a la hora de generar el par necesario, la fuerza máxima de tracción debe ser estimada en cada instante de simulación para limitar el par que aplica el motor a la rueda. Utilizaremos el método propuesto en [Yin09] de estimación del máximo par transmisible (en adelante MTTE, por sus siglas en inglés *Maximum Torque Transmissible Estimation*), éste simplifica bastante la estimación, puesto que calcula el máximo únicamente en función del par aplicado y el giro de la rueda.

Partimos de las siguientes ecuaciones de comportamiento dinámico:

$$I_{yy} \cdot \dot{\omega} = T - r_{dyn} \cdot F_x \tag{5.51}$$

$$V_{\omega} = r_{dvn} \cdot \omega \tag{5.52}$$

Pueden verse el significado de los parámetros en la figura 5.9. Relacionando las dos ecuaciones anteriores podemos obtener una expresión para la fuerza longitudinal que ejerce el neumático sobre la carretera:

$$F_{\chi} = \frac{T}{r_{dyn}} - \frac{I_{yy} \cdot \dot{\omega}}{r_{dyn}^2}$$
(5.53)

La expresión anterior es de suma utilidad, ya que pese a calcular una magnitud difícil de estimar debido a su complejidad, únicamente tenemos que medir la aceleración angular de la rueda, puesto que el par que aplicamos es conocido y el resto de parámetros son constantes. Podemos ver que, cuando la rueda comienza a deslizar, la diferencia entre la aceleración del vehículo y la aceleración de la rueda se hace más grande, aumentando así el segundo término de la expresión y por tanto se reduce la fuerza longitudinal que es capaz de proporcionar el neumático. Esto tiene todo el sentido, ya que cuando un neumático desliza pierde su capacidad para traccionar y, por ello, para ejercer fuerza longitudinal.

Expresamos la diferencia de aceleración entre el centro de gravedad del vehículo y la de la rueda con el siguiente factor:

$$f_T = \frac{\dot{V}_x}{\dot{V}_\omega} \tag{5.54}$$

Conocido este factor, podemos plantear aquí la ecuación propuesta por los autores para limitar el par máximo:

$$T_{max} = \left(\frac{I_{yy}}{f_T \cdot m \cdot r_{dyn}^2} + 1\right) \cdot r_{dyn} \cdot F_x \tag{5.55}$$

Como dijimos anteriormente, cuando la rueda comienza a deslizar o se disminuye su capacidad de tracción, se reduce a su vez la fuerza longitudinal que es capaz de ejercer y por tanto, se reduce el par máximo que podemos aplicar a la rueda.

Existe otro límite para el par máximo, mucho más evidente, 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 $N \cdot m$, así que este será el valor que limite el par aplicado en última instancia.

Como ya hemos explicado en anteriores apartados, trabajamos con un modelo del vehículo implementado en SimMechanics. Por esto hemos desarrollado los controladores, tanto el predictivo como el de reparto de par, en el programa de cálculo numérico Matlab. En este apartado presentaremos la programación de éstos para que las aportaciones de este proyecto sean fácilmente replicables. A su vez, también veremos aquí el código que implementa el conductor virtual.

6.1 Módulo de SimMechanics

Primero veremos como es el bloque de Simulink que usamos en el modelo de SimMechanics para generar el comportamiento del controlador, con esto el lector se hará una idea de las diferentes entradas que necesita y las salidas que genera. En aras de hacerlo lo más parecido a la realidad el mismo bloque implementará tanto el controlador predictivo como el reparto de par, fusionando así los dos controladores en uno único autocontenido.



Figura 6.1. Bloque controlador de Simulink.

Donde podemos ver las siguientes entradas al sistema:

- dss: giro de las ruedas en radianes calculado por el conductor virtual (rad).
- yawr_d: velocidad angular deseada para el estado estacionario del vehículo (rad/s).
- yawr: velocidad angular del vehículo alrededor de su eje vertical (rad/s).
- dslip: ángulo de deriva lateral (rad).
- d_yawr: derivada de la velocidad angular del vehículo (rad/s^2).
- d_sslip: derivada del ángulo de deriva lateral (rad/s).
- vx: velocidad longitudinal del vehículo (m/s).
- acelw_xy: aceleración angular de la rueda "y" en el eje "x" (rad/s^2).
- ax: aceleración lateral del vehículo (m/s^2).

Tenemos un gran número de entradas debido a que éstas sirven tanto para el controlador predictivo como el repartidor de par. Con respecto a las salidas tenemos que son las mismas que el repartidor TVC, con lo que serán directamente los pares para cada rueda, pudiendo aplicar directamente la salida del controlador al vehículo.

6.2 Código del YMC MPC

Pasemos a ver el código del controlador predictivo. Como hemos explicado en el capítulo 6, los controladores predictivos hacen uso de un modelo simplificado del sistema real, así pues lo primero a realizar será obtener este modelo.

```
§_____
```

```
%Modelo del coche
m=400.238; %Masa total del vehículo junto a los ocupantes (2x70kg)
a=1.3004; %Distancia del CG al eje delantero
b=1.2204; %Distancia del CG al eje trasero
Izz=1047.51412; %Momento de inercia alrededor del eje de giro Z
tlag=0.01/velocidad x; %Tiempo de relajación (Pacejka)
cf=47000; %Cornering Stiffness del eje delantero
cr=53000; %Cornering Stiffness del eje trasero
tmodel=0.01; %Tiempo de muestreo del sistema discreto
%Cálculo de las matrices del sistema en el espacio de estados
A=[0 1 0 0 0;...
    -(cf+cr)/(tlag*m*vx) -1/tlag -(a*cf-b*cr)/(tlag*m*(vx^2))-1/tlag -1
cf/(tlag*m*vx);...
    0 0 0 1 0;...
    -(a*cf-b*cr)/(tlag*Izz) 0 -((a^2)*cf+(b^2)*cr)/(tlag*Izz*vx) -1/tlag
(a*cf) / (tlag*Izz);...
    0 0 0 0 0];
B=[0; 0; 0;...
  1/(tlag*Izz); 0];
C = [1 \ 0 \ 0 \ 0; \ 0 \ 0 \ 1 \ 0 \ 0];
D=[0; 0];
%Generamos el sistema en Matlab
ModelCar=ss(A, B, C, D);
```

%Pasamos el modelo a tiempo discreto
DisCar=c2d(ModelCar,tmodel);

%Obtenemos las matrices del sistema en tiempo discreto
[Ad,Bd,Cd,Dd]=ssdata(DisCar);
%______

Hecho esto, debemos pasar el sistema a su notación incremental con su consecuente cambio en las matrices del sistema, éstas son (M,N,Q) definidas en la ecuación (5.26). Para hacerlo, es necesario definir previamente los parámetros del MPC.

```
%_____
%Definimos previamente parámetros del MPC
Np=25;
          %Horizonte de predicción
Nu=10;
           %Horizonte de control
           %Peso de las actuaciones en el esfuerzo de control
lambda=1;
lambdaB=1e9; %Peso de la salida ángulo sideslip
lambdaY=le9; %Peso de la salida velocidad angular
In=1;
            %Número entradas, en este caso el momento angular
%Cálculo del modelo incremental
t1=size(Ad,2); %Número de variables de estado
t2=size(Bd,2); %Número de entradas al sistema
t3=size(Cd,1); %Número de salidas del sistema
%Definimos las matrices del sistema extendido
M=[Ad Bd;zeros(In,t1+t2-In) eye(In)];
N=[Bd; eye(t2)];
Q=[Cd zeros(t3,In)];
%Generamos las matrices de pesos
QW=lambda*eye(Nu); %Matriz de pesos de la actuación
R=eye(Np*t3); %Matriz de pesos de las salidas
for i=1:Np*t3
   if rem(i,2) == 0
       R(i,i)=lambdaY;
   else
       R(i,i) = lambdaB;
   end
end
```

Una vez que ya disponemos de la descripción del sistema de manera adecuada, pasamos a calcular las matrices auxiliares (H,F) que representan la respuesta forzada y la respuesta libre, respectivamente. El lector puede consultar la formulación de las mismas en la ecuación (5.31).

```
e-----
% Calculamos la matriz F
for i=1:Np
   j=i−1;
   F((j*t3+1):(j*t3+2),:)=Q*(M^i);
end
%Calculamos la matriz H
for i=1:Np
   for j=1:Nu
       g=i-1;
       h=j-1;
       if j>i
          H((g*t3+1):(g*t3+2),(h+1))=zeros(size(Q*M*N));
       else
          H((g*t3+1):(g*t3+2),(h+1))=Q*(M^{(i-j)})*N;
       end
   end
end
```

Ahora ya podemos pasar a la formulación del MPC propiamente dicha, donde calcularemos el momento angular que es necesario aplicar al vehículo.

୫_____

8-----

%Cálculo momento angular

```
%Lo primero que debemos hacer es actualizar el vector de estados extendido con
los valores medidos del vehículo
Xext(1,cont3)=v_sslip; %Ángulo de deriva lateral
Xext(2,cont3)=d_sslip; %Derivada del ángulo de deriva lateral
Xext(3,cont3)=yaw_r; %Velocidad angular del vehículo
Xext(4,cont3)=d_yaw; %Derivada de la velocidad angular
Xext(5,cont3)=dss; %Ángulo de giro de las ruedas
```

%Ahora obtenemos la referencia del controlador w=zeros(2*Np,1); %Creamos el vector for i=1:Np

```
iaux=i-1;
    w(iaux*2+1)=0; %Referencia el ángulo sideslip (siempre mínimo)
    w(iaux*2+2)=yaw d; %Velocidad angular deseada (calculada previamente en el
conductor virtual)
end
%Actualización de estado
Xext(:,cont+1)=M*Xext(:,cont)+N*deltaU;
%Cálculo de la respuesta libre, estimación de la evolución de las salidas
durante el horizonte de predicción
f=F*Xext(:,cont+1);
%Estimación de los errores durante el horizonte de predicción, es la diferencia
entre las futuras referencias y la respuesta libre
ef=(w-f);
%Cálculo de la actuación para todo el horizonte de control
u = ((H'*R*H+QW) \setminus (H'*R*ef));
%Sólo introducimos al sistema la primera componente del vector anterior
```

deltaU= u(1);

%Almacenamos en una variable global el momento angular necesario. Como usamos un modelo incremental, la señal de actuación deltaU debe sumarse a esta variable Mz=Mz+deltaU;

°,_____

6.3 Código del controlador TVC

Una vez que ya disponemos del momento angular correctivo, es necesario generarlo mediante un reparto de par para cada rueda. La formulación aquí expuesta se puede consultar en el apartado 6.5.

§_____

%Controlador TVC

%Definimos las variables necesarias par=80; %Máximo par que pueden dar los motores diff=0.5; %Par que proporciona el eje delantero difr=0.5; %Par que proporciona el eje trasero Rf=0.252; %Radio de las ruedas delanteras Iyyf=0.2334; %Momento de inercia de las ruedas delanteras tf=1.5538; %Anchura del eje delantero

```
Rr=0.27; %Radio de las ruedas traseras
Iyyr=0.27; %Momento de inercia de las ruedas traseras
tr=1.4865; %Anchura eje trasero
%Aplicamos el reparto de par al momento correctivo
Mzf=Mz*diff;
Mzr=Mz*difr;
%Cálculo de par necesario
Tlf=Mzf*(Rf/tf)+Iyyf*acel di; %Motor delantero izquierdo
T2f=Mzf*(Rf/tf)+Iyyf*acel dd; %Motor delantero derecho
%Limitador de par
%Para el neumático delantero izquierdo
%acelw es la aceleración angular del neumático
if acelw_di ~= 0 %Para evitar una indeterminación si el valor es cero
    fT di=ax/(acelw di*Rf); %Factor limitador
    Tmax1f=(Iyyf/(fT di*m*Rf^2)+1)*Rf*((T1f/Rf)-Iyyf*acelw di/Rf)); %Par máximo
aplicable al motor
else %En caso de no tener una medida válida de la aceleración angular se toma el
valor de par máximo que dan los motores
    Tmax1f(cont3)=80;
End
%Hacemos lo mismo para la rueda derecha
if acelw dd ~= 0
    fT dd=ax/(acelw dd*Rf);
    Tmax2f=(Iyyf/( fT_dd*m*Rf^2)+1)*Rf*((T2f/Rf)-Iyyf*acelw_dd/Rf));
else
    Tmax2f=80;
end
%Nos quedamos con el valor de par más bajo entre estas tres variables
Tdi=-sign(Tlf)*min([abs(Tlf),abs(Tmaxlf),par]);
Tdd=sign(T2f)*min([abs(T2f),abs(Tmax2f),par]);
%Calculemos ahora el par necesario para el eje trasero
T1r=Mzr*(Rr/tr)+Iyyr*acel ti;
```

```
T2r=Mzr*(Rr/tr)+Iyyr*acel td;
if acelw ti ~= 0
    fT ti=ax/(acel ti*Rr);
    Tmax1r=(Iyyr/( fT ti*m*Rr^2)+1)*Rr*((T1r/Rr)-Iyyr*acelw ti/Rr));
else
    Tmax1r=80;
End
if acelw td ~= 0
    fT td=ax/(acel_td*Rr);
    Tmax2r=(Iyyr/( fT_td*m*Rr^2)+1)*Rr*((T2r/Rr)-Iyyr*acelw_td/Rr));
else
    Tmax2r=80;
end
Tti=-sign(Tlr)*min([abs(Tlr),abs(Tmaxlr),par]);
Ttd=sign(T2r)*min([abs(T2r),abs(Tmax2r),par]);
%Salida de la función
z=[Tdi Tti Tdd Ttd];
                  _____
```

6.4 Conductor virtual

6.4.1 Bloque de SimMechanics

Al igual que con los controladores, plasmaremos aquí el bloque usado en el modelo de SimMechanics para facilitar la comprensión del algoritmo al lector.



Figura 6.2. Bloque conductor de Simulink.

Donde las entradas representan lo siguiente:

- pos_x: posición longitudinal del vehículo (m).
- pos_y: posición horizontal del vehículo (m).
- vel_x: velocidad longitudinal (m/s).
- v_veh: módulo de la velocidad (m/s).
- dir_x: componente longitudinal de la dirección en la que apunta el vehículo.
- dir_y: componente horizontal de la dirección anterior.

En cuanto a las salidas del bloque tenemos:

- dss: ángulo que deben girar las ruedas para seguir la trayectoria deseada, la cual se indica previamente a iniciar la simulación (rad).
- yawr_d: velocidad angular deseada para que el coche alcance un estado estacionario, se calcula mediante la ecuación (5.43) y servirá como referencia al controlador MPC.

6.4.2 Código del conductor

Pasamos a explicar el código m de Matlab:

%Conductor virtual m=400.238; %Masa del vehículo a=1.3004; %Distancia desde el CG al eje delantero b=1.2204; %Distancia desde el CG al eje trasero L=(a+b); %Batalla del vehículo d=0.5; %Distancia fija de look-ahead

<u>§_____</u>

%Distancia de look-ahead, a qué distancia mira el conductor hacia delante para tomar la decisión del giro.

dl=d+0.15*vel_x; %Consta de parte fija y parte variable en función de la velocidad

yaw ang=atan(dir y/dir x); %Calculamos el ángulo hacia el que apunta el coche

if dir y==0 && dir x==0

yaw_ang=0; %Para evitar una indeterminación si ambos son cero
end

for j=1:3 %Son tres puntos los que tomamos hacia delante

%Calculamos la posición del punto hacia el que mira el coche xpp=pos_x+j*dl*cos(yaw_ang); ypp=pos_y+j*dl*sin(yaw_ang);

```
distmin=500; %Variables auxiliares para guardar el valor correcto
imin=1;
for i=1:size(x traj,2) %Recorremos toda la trayectoria deseada
   %Para cada punto de la trayectoria deseada, calculamos la distancia entre
   éste y nuestro punto de look-ahead
    dist_x=(x_traj(i)-xpp)^2;
    dist y=(y traj(i)-ypp)^2;
    vdist(i)=sqrt(dist x+dist y); %Calculamos el módulo
   %De todas estas distancias, nos quedamos con la mínima
    if vdist(i)<distmin</pre>
        distmin=vdist(i);
        imin=i;
    end
end
%Para conocer el sentido del giro, esto es, si el punto look-ahead cae a la
izquierda o a la derecha de la trayectoria deseada
y_sign=y_traj(imin)-ypp;
if y_sign <= 0</pre>
    signo(j) = -1;
else
    signo(j)=1;
end
```

%Guardamos este valor de la distancia mínima entre la trayectoria el punto look-ahead, que servirá para calcular el giro de las ruedas e(j)=distmin;

```
end
```

%Multiplicamos ahora las tres componentes del vector de errores por unas ganancias elegidas bajo prueba y error. En concreto el conductor expuesto aquí es muy nervioso y por tanto, sobrevirador.

oss=0.6*signo(1)*e(1)+0.04*signo(2)*e(2)+0.01*signo(3)*e(3);

% Parámetros de ganancia de la ecuación 3.10
P=(m*(a*cf-b*cr))/((a+b)*cr*cf); %Understeer coefficient
T1=a+b-P*(vel_x)^2;
T=b-(m*a*(vel_x)^2)/(cr*(a+b));
%Calculamos la ganancia por la que irá multiplicado el parámetro oss
K=(2*T1)/(dl*(dl+2*T));

%Filtro Mean Square Error--> Este filtro es para que el volante no tienda a hacer muchas correcciones en poco tiempo, evitando oscilación en el movimiento. El error cuadrático medio se hace muy pequeño cuando el coche circula en línea recta, por ello, limitamos la acción del mismo. Este filtro ha sido sintonizado por prueba y error.

```
if contador>5
```

```
valor=v oss(contador-5:contador-1);
```

 $mse=sqrt((sum(valor.^2)/5));$

if mse<20e-3

if contador>1

```
dss(contador) = (K*oss-dss(contador-1))/5+dss(contador-1);
```

else

```
dss(contador)=K*(oss);
```

end

if mse<10e-3</pre>

if contador>1

```
dss(contador) = (K*oss-dss(contador-1))/30+dss(contador-1);
```

else

dss(contador)=K*(oss);

end

if mse<5e-3

if contador>1

```
dss(contador) = (K*oss-dss(contador-1))/90+dss(contador-1);
```

else

```
dss(contador)=K*(oss);
```

end

```
if mse<2.5e-3
```

```
if contador>1
```

```
dss(contador) = (K*oss-dss(contador-1))/220+dss(contador-1);
```

else

dss(contador)=K*(oss);

end

if mse<0.8e-3

```
if contador>1
        dss(contador) = (K*oss-dss(contador-1))/400+dss(contador-1);
    else
        dss(contador) = K*(oss);
    end
if mse<0.3e-3
    if contador>1
        dss(contador) = dss(contador-1);
    else
        dss(contador) = K*(oss);
    end
end
end
end
end
end
else
    dss(contador)=K*oss; %Si el mse supera nuestro límite, podemos multiplicar
la ganancia por el oss
end
else
    dss(contador)=K*oss; %Hasta tener los cinco datos necesarios para calcular
el mse, no aplicamos el filtro
```

```
%Ahora sólo resta calcular la velocidad angular deseada
yaw_d(contador)=v_veh*dss(contador)/(L+((m/L)*((b/cf)-(a/cr))*(v_veh^2)));
```

%Ya tenemos las salidas del bloque conductor virtual z=[dss(contador) yaw_d(contador)];

8-----

En este capítulo vamos a presentar los resultados y conclusiones de las distintas simulaciones realizadas. Trabajamos con dos pruebas principales, la ISO 3888 de doble cambio de carril y la de entrada en escalón en la dirección del vehículo. Ambos tests serán evaluados a distintas velocidades y con distintos parámetros del controlador, con esto, veremos cómo varía su actuación y cuáles son las condiciones más favorables.

7.1 ISO 3888

Comenzaremos con el doble cambio de carril, el lector puede encontrar una explicación más detallada de esta prueba en el capítulo 3.1. Realizaremos esta prueba a dos velocidades distintas, 45 km/h y 65 - 70 km/h, que servirán para ilustrar el comportamiento a baja y alta velocidad. A su vez para para cada velocidad se lanzarán las simulaciones con los dos tipos de conductores implementados, uno más experto que sigue mejor la trayectoria deseada y otro en el nivel medio de conducción, que empieza a maniobrar el vehículo a mayor distancia de las curvas.

7.1.1 Baja velocidad y conductor experto

Hemos tomado como baja velocidad 45 km/h. Recordamos que el objetivo de este proyecto es desarrollar un control de estabilidad, por tanto no tiene sentido probarlo para velocidades muy bajas, ya que la mejoría apenas se aprecian al comportarse el coche de manera lineal y predecible. Veremos la trayectoria que describe el vehículo en la figura 7.1. Las líneas rayadas azules exteriores a la trayectoria representan los conos que no deben ser tocados para superar con éxito la maniobra. La simulación a esta velocidad dura 9 segundos, con un tiempo de muestreo de $5 \cdot 10^{-4} \text{ s}$.



Figura 7.1. Trayectoria descrita por el vehículo.

En la figura 7.2 podemos apreciar más en detalle las características de este conductor. Podemos ver en esta figura como el conductor se ciñe bastante a la trayectoria indicada, para hacer esto el conductor necesita corregir constantemente la dirección del vehículo como veremos más adelante.



Figura 7.2. Detalle de la trayectoria.

Visto esto, pasemos a ver las magnitudes que más nos interesan. Primero observaremos que ocurre para las dos variables que intentamos controlar, que son, la velocidad angular alrededor del eje Z y el ángulo de deriva lateral. Veamos primero la velocidad angular:



Figura 7.3. Velocidad angular del vehículo.

En la figura 7.3 se presentan tres curvas, la verde representa la velocidad angular del vehículo circulando sin controlador, la azul la velocidad angular deseada para un estado estacionario con trayectoria curvilínea y la roja es maniobrando con el controlador activo. Podemos ver que, pese a no ser una velocidad muy alta la mejoría es bastante notable. No es capaz de eliminar los picos máximos pero esto es debido a que el par de los motores no puede sobrepasar los 80 $N \cdot m$ para ceñirnos lo más posible al caso real, así que aquí el campo de acción es limitado. Su aportación radica en que es capaz de reducir de manera sobresaliente las oscilaciones de

la velocidad angular, estas oscilaciones en la vida real son causa potencial de un siniestro, veamos por qué.

Cuando oscila el vehículo se producen sucesivas transferencias de masa debido al balanceo de la carrocería, esto hace que se disminuya de manera crítica el agarre de los neumáticos al variar el peso que recae sobre los mismos, limitando así el potencial de tracción. En otras palabras, el conductor tiene que intentar controlar un vehículo con menor capacidad de agarre y además, debido a la inercia de la carrocería, controlar un sistema con mayor retraso con las dificultades que esto conlleva. Este retraso produce un efecto causante de bastantes accidentes, ocurre cuando se produce una oscilación y el conductor intenta compensarla con un contravolante pero, como existe un mayor retraso entre la variación de volante y el cambio de dirección del vehículo, lo que realmente estamos haciendo es realzar la siguiente oscilación, entrando así el sistema en un bucle de realimentación positiva del cual es muy difícil salir sin conocimientos de conducción deportiva. Nuestro controlador, al suavizar estas oscilaciones, aumenta drásticamente las posibilidades de evitar el accidente. A continuación nuestra otra variable a controlar, el ángulo de deriva lateral:



Figura 7.4. Ángulo de deriva lateral.

En este caso el controlador no es capaz de igualar el ángulo sideslip a la referencia, que recordamos es cero para todos los instantes de tiempo. Ahora bien, a estas velocidades vemos que el máximo obtenido es de 1.5° , valor que se asume como normal por parte de un conductor ya que es un coche con poco peso y el valor de este ángulo tiende a ser alto. Como podemos leer en [Zan00], este valor para coches de producción no presenta problemas de seguridad si no excede los $\pm 2^{\circ}$. Por tanto concluimos que a estas velocidades no tiene sentido evaluar el comportamiento del controlador para este parámetro ya que los valores de esta magnitud no ponen en peligro la dinámica estable del vehículo.

Veamos a continuación, en la figura 7.5, la comparación entre ciertos parámetros de importancia. Podemos observar que la velocidad es prácticamente la misma para toda la simulación, esto supone una mejora con respecto a los controles de estabilidad convencionales, ya que al frenar independientemente las ruedas suele provocar pérdidas de velocidad. En la figura 7.5b vemos la gran mejoría que hemos obtenido, ya que esta entrada representa el esfuerzo del conductor por mantener al vehículo bajo control. Sin controlador el conductor debe hacer muchas correcciones y complicados episodios de contravolante, mientras que con el controlador activo la curva del volante se vuelve mucho más suave y reduce los episodios de contravolante a dos únicamente, haciendo mucho más simple la tarea de maniobrar el vehículo en esta prueba tan extrema. La siguiente gráfica, la 7.5c, nos habla acerca del comportamiento dinámico del vehículo.



Figura 7.5. (a) Velocidad (b) Ángulo del volante (c) Velocidad angular en función del ángulo del volante (d) Aceleración lateral.

Para evaluarla debemos mirar cuánto se parece la figura a una línea recta estrecha, al aumentar este parecido aumenta también la capacidad de respuesta del vehículo a la entrada al volante. En este caso vemos como se ha estrechado ligeramente con lo que se consigue un comportamiento más neutro, a su vez, los picos de la figura sin controlador para las entradas del volante en -23° y 30° son neutralizados, estos picos representan no linealidades que el coche sufre al perder capacidad de tracción en el eje trasero. En la gráfica de aceleración lateral podemos ver el resultado de disminuir las oscilaciones del chasis, se reducen los valores máximos de esta aceleración y a su vez suaviza la amplitud de las oscilaciones. Los sucesivos cambios de aceleración lateral hacen que el conductor perciba mayor sensación de inseguridad al volante y por tanto, sea más susceptible de tener un accidente.

A continuación vamos a presentar como es la actuación de cada uno de los motores. Vemos como la salida de los motores no supera en ningún momento los $80 N \cdot m$, que es el máximo que pueden dar los motores. En este caso, el módulo que limita el par en caso de pérdida de tracción no entra en juego debido a la velocidad, que no es suficiente para provocar un deslizamiento.



Figura 7.6. Par aplicado por cada motor.

Para terminar, presentaremos una tabla donde hacemos una comparación de los parámetros más importantes para evaluar la respuesta del controlador. Esta tabla nos permite obtener de un vistazo rápido las posibles ventajas o desventajas de utilizar el controlador. Las variables que tenemos en cuenta son: el ángulo máximo de deriva lateral $|\beta|_{max}$, la velocidad angular máxima alcanzada $|r|_{max}$, la aceleración lateral máxima en el volante $|\delta|_{max}$, la histéresis de la velocidad angular medida en la entrada cero en el volante Δr_H y, por último, la velocidad pérdida durante la maniobra $v_{perdida}$.

| Parámetros | $ \beta _{max}$ | $ r _{max}$ | ay _{max} | $ \delta _{max}$ | Δr_H | v _{perdida} |
|-----------------------|-----------------|-------------|--------------------|------------------|--------------|----------------------|
| Conductor experto | 1.4° | 32.5 °/s | $6.8 m/s^2$ | 30° | 9.5° | 4.2 m/s |
| Controlador activo | 1.5° | 27.5 °/s | 6 m/s ² | 32° | 10° | 4.2 m/s |

Tabla 7.1. Respuesta del vehículo. Baja velocidad y conductor experto.

7.1.2 Baja velocidad y conductor medio

Al igual que en el caso anterior, lo primero que veremos será la trayectoria descrita por el vehículo, así podremos compararla con el caso anterior. Se puede apreciar en la figura 7.7 como en este caso el conductor anticipa mucho el giro con respecto a la curva, lo que le hace trazar una trayectoria más abierta.



Figura 7.7. Trayectoria conductor medio y baja velocidad.

Veremos como controla la velocidad angular y el ángulo sideslip, que presentaremos en las figuras 7.8 y 7.9, respectivamente. El comportamiento con respecto a la velocidad angular es parecido al caso anterior, disminuye la amplitud de las oscilaciones y, con este conductor, debido a que la diferencia con la referencia es menor, es capaz de seguir mejor a la referencia.

Con respecto a al ángulo sideslip sí puede verse una ligera mejoría, ya que esta vez este ángulo se ve muy afectado por las oscilaciones. Las oscilaciones en este valor representan cambios en la dinámica del vehículo, pasando de comportamientos sub a sobreviradores o viceversa de manera muy rápida, un aumento en la magnitud de estas oscilaciones haría muy difícil predecir el movimiento del vehículo. Con el controlador las oscilaciones se reducen en gran medida, impidiendo en los efectos negativos de éstas vayan a más. Aunque como explicamos anteriormente, para estos valores no supone un problema grave y la mejoría no puede evaluarse.



Figura 7.8. Velocidad angular del vehículo.


Figura 7.9. Ángulo de deriva lateral.

En la figura 7.10 hemos presentado diversos datos de interés. En la velocidad no hay una variación significativa al igual que ocurría con el conductor experimentado, pero como mencionamos anteriormente esto supone una ventaja con respecto a los sistemas ESP basados en frenado. Esta vez en la entrada al volante sí conseguimos eliminar completamente los episodios de contravolante, lo cual es muy importante ya que este conductor representa al conductor medio, el cual no está preparado para realizar esta complicada maniobra. En este caso la entrada al volante se reduce a cuatro giros muy suaves, que son los que cabría esperar en una dinámica lineal. De la figura 7.10c podemos extraer dos conclusiones. Para ver la primera tenemos que fijarnos en los extremos de la curva, para las entradas al volante de -18° y 24°, donde puede verse claramente que el valor de velocidad angular se aleja de la diagonal, lo que significa que el vehículo está derrapando. Nuestro controlador es capaz de desplazar esos puntos a la diagonal deseada para tener un comportamiento más lineal. Por otro lado es importante fijarse en la anchura de la figura para un valor fijo del volante, en este caso hemos aumentando algo el retraso en la respuesta del vehículo cuando tenemos el volante recto, pero por el contrario, hemos mejorado el tiempo de respuesta para cualquier otra entrada. Esto significa que cuando le indicamos al vehículo que haga un cierto giro, este tarda menos en alcanzar ese punto, por ello es lógico pensar que tarde más tiempo en estabilizarse cuando le pedimos una trayectoria recta, ya que como en la mayoría de sistemas de control, reducir el tiempo de respuesta implica una sobreoscilación antes de alcanzar estado estacionario. Con respecto a la aceleración lateral podemos extraer la misma conclusión con el otro conductor, se reducen en este caso más drásticamente las oscilaciones en la aceleración lateral, con la mejora en seguridad que eso conlleva.

Veamos por último la actuación que demandamos a los motores en la figura 7.11. Con este conductor, como la dinámica es mucho más suave el par de los motores no alcanza valores tan extremos. En el otro caso, el par demandado tenía que limitarse bastantes veces al máximo que pueden dar los motores mientras que en éste se mantiene en unos valores mucho más contenidos, con la mejora en el consumo de batería que eso conlleva.



Figura 7.10. (a) Velocidad (b) Ángulo del volante (c) Velocidad angular en función del ángulo del volante (d) Aceleración lateral.



Figura 7.11. Par de cada uno de los motores.

Antes de concluir este apartado, presentaremos la pertinente tabla para resumir el rendimiento de nuestro controlador.

| Parámetr | os $ \beta _{max}$ | $ r _{max}$ | ay _{max} | $ \delta _{max}$ | Δr_H | $v_{perdida}$ |
|---------------------|--------------------|-----------------|--------------------|------------------|--------------|---------------|
| Conducto experto | r 1.08° | 19.5°/ <i>s</i> | $3.5 m/s^2$ | 24° | 7° | 4 m/s |
| Controlad activo | or 1.05° | 17.5 °/s | 3 m/s ² | 23° | 13° | 4 m/s |

Tabla 7.2. Respuesta del vehículo. Baja velocidad y conductor medio.

Hemos terminado ya todas las pruebas a baja velocidad. Aunque éstas no supongan el marco ideal para nuestro controlador, puesto que el vehículo no se aleja excesivamente de su zona más lineal, sí hemos obtenido mejoras sustanciales en su comportamiento. Si bien no podemos afirmar categóricamente que hemos evitado un accidente, ya que de esto dependerá la habilidad del conductor, sí podemos asegurar que habremos reducido considerablemente las posibilidades de sufrirlo, actuando el controlador como una gran ayuda en situaciones de emergencia. Además, a estas velocidades el consumo de batería se compensa con la mejora de prestaciones, por tanto no creemos que sea un hándicap el ligero aumento de gasto energético en aras de mejorar la seguridad de los ocupantes del vehículo.

7.1.3 Alta velocidad y conductor experto

Pasamos ahora a velocidades más altas, donde el controlador de estabilidad cobra mucho más sentido. Plasmaremos en la figura 7.12 la trayectoria que realiza el vehículo sin controlador, esta vez incluiremos también la trayectoria con controlador, puesto que la diferencia de comportamiento es notable. En este caso la velocidad elegida será de 65 km/h.



Figura 7.12. Trayectoria del vehículo con y sin controlador.

En la primera parte de la simulación la diferencia no parece muy acusada, pero a partir del segundo giro es cuando llegan las diferencias. A esta velocidad el coche sobrevira con mucha facilidad, perdiendo el control y alejándose de la trayectoria deseada. Por el contrario con el controlador activo la dinámica es mucho más parecida a la ideal y sin tantos cambios de dirección. Pasemos a ver qué ocurre con la velocidad angular en la figura 7.13.



Figura 7.13. Velocidad angular del vehículo.

Ya hemos explicado previamente por qué nuestro controlador es incapaz de eliminar los picos máximos y es debido a las limitaciones de los motores. Obviando esto, ya que pese a no eliminar los picos sí los reduce, podemos ver la sobresaliente mejoría. Sin controlador a esta velocidad el coche es prácticamente incontrolable, con severas oscilaciones en muy poco tiempo que llevarían al vehículo inevitablemente a una posible colisión. Con el controlador activo la dinámica es mucho más lineal y, por tanto, segura.

Presentamos en la figura 7.14 el ángulo de deriva lateral. Por primera vez podemos evaluar la mejoría en este parámetro ya que se excede con creces los límites de la conducción segura en el intervalo $\pm 2^{\circ}$. Para empezar disminuye casi por completo las molestas oscilaciones en este ángulo, que varían rápidamente el comportamiento del mismo haciendo muy difícil predecir cómo va a reaccionar. Además, reduce en gran medida los picos máximos de este ángulo. Estudiemos por ejemplo que ocurre el instante t = 3.75 s, donde tenemos una reducción de 6° en este ángulo. En ese instante el valor sin controlador es de -10° , valor completamente inasumible, que se traduce en el exagerado sobreviraje que experimenta el coche en torno a los 63 m en la figura 7.12, que provoca la desviación de la trayectoria deseada. Esta reducción elimina casi en su totalidad el severo episodio de sobreviraje, quedando patente de esta mejoría también en la gráfica 7.12. Presentamos distintos parámetros de importancia en la figura 7.15.







Figura 7.15. (a) Velocidad (b) Ángulo del volante (c) Velocidad angular en función del ángulo del volante (d) Aceleración lateral.

El primero de los parámetros es la velocidad, éste es el primer caso en el que se obtiene una mejoría con respecto a la velocidad sin controlador. Esta vez la dinámica tan inestable del vehículo sin controlador hace que trabaje en zonas no lineales donde la capacidad de traccionar se ve comprometida, esta pérdida de capacidad hace que la velocidad se reduzca, debido a que el coche no es capaz de ejercer la misma fuerza sobre el asfalto. Con el controlador activo la dinámica no alcanza tales extremos, siendo mucho menos acusada la variación de velocidad. Con respecto al volante hemos reducido la complejidad debido a que la entrada al volante sin controlador sería difícilmente aplicable hasta por un conductor profesional. Con el controlador activo el conductor sólo debe hacer una corrección y el resto es una curva suave con los cuatro giros bien delimitados. En este caso podemos concluir sin riesgo a equivocarnos que hemos conseguido evitar un accidente o una salida de la calzada. De la figura de Lissajous presente en 7.15c extraemos dos conclusiones claras. La primera de ellas es que hemos mejorado el tiempo de respuesta del vehículo para cualquier entrada al volante, con la mejora en seguridad que conlleva. A su vez, hemos reducido en gran medida los episodios de sobreviraje representados en los extremos, aunque no conseguimos eliminarlos completamente ya que en los extremos de la figura con controlador vemos como también se aleja ligeramente de la diagonal. Esto no plantea un gran problema puesto que no debemos olvidar que es un vehículo de 400 kg circulando a 65 km/ h, este sistema adquiere muchísima energía y la electrónica nos puede ayudar a maniobrar, pero siempre dentro de los límites de la física. Por último, también mejoramos el comportamiento con respecto a la aceleración lateral, ya que si bien sólo se reducen ligeramente los picos máximos, sí reducimos considerablemente el tiempo total que el vehículo está experimentando altas aceleraciones. Esto reduce la sensación de inseguridad por parte del conductor, que será capaz de actuar con mayor raciocinio que en una situación de emergencia.

Con respecto al esfuerzo de los motores presentamos los pares aplicados por cada motor en la figura 7.16. Esta vez la actuación de los motores es bastante extrema, activándose en muchas ocasiones el limitador de par. El consumo adicional de batería por parte de los motores será bastante acusado, cosa lógica por otra parte debido a la maniobra tan extrema que realiza el vehículo. No pensamos que esto suponga un problema debido a la mejora conseguida.



Figura 7.16. Par aplicado por cada motor.

| Para terminar. | presentamos | la tabla | resumen. |
|----------------|-------------|----------|----------|
|----------------|-------------|----------|----------|

| Parámetros | $ \beta _{max}$ | $ r _{max}$ | ay _{max} | $ \delta _{max}$ | Δr_H | $v_{perdida}$ |
|-----------------------|-----------------|----------------|--------------------|------------------|--------------|---------------|
| Conductor experto | 10° | 85 °/ <i>s</i> | 9.05 m/s^2 | 32.5° | 66.5° | 4.8 m/s |
| Controlador activo | 5.4° | 58 °/s | $8.5 m/s^2$ | 27° | 22° | 4.3 m/s |

Tabla 7.3. Respuesta del vehículo. Alta velocidad y conductor experto.

7.1.4 Alta velocidad y conductor medio

A continuación estudiamos un caso de alta velocidad con un conductor medio. En este caso el conductor no lleva tanto al límite el vehículo como en el caso anterior, así que esto nos permite aumentar ligeramente la velocidad de pruebas hasta los 70 km/h. Comencemos observando la trayectoria del conductor, se aprecia una diferencia en las trayectorias aunque no es relevante.



Figura 7.17. Trayectoria del vehículo con y sin controlador.

A continuación veamos que ocurre con la velocidad angular en la figura 7.18. En este caso 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 las colisiones suelen venir precedidas de este fenómeno de oscilación.



Figura 7.19. Ángulo de deriva lateral.

En la figura 7.19 vemos el ángulo sideslip. Sin controlador este parámetro sí plantea problemas ya que supera el intervalo orientativo de seguridad de $\pm 2^{\circ}$ 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° a 1°, lo que nos garantiza una mejor maniobrabilidad. Además también eliminamos las oscilaciones por el mismo motivo que se reducen en la velocidad angular, nuestro controlador impide que el vehículo entre en oscilación. A continuación tenemos la figura 7.20, que presenta distintos parámetros de importancia para la evaluación del controlador.



Figura 7.20. (a) Velocidad (b) Ángulo del volante (c) Velocidad angular en función del ángulo del volante (d) Aceleración lateral.

Con respecto a la velocidad se consigue una ligera mejoría con el caso sin controlador, aunque es despreciable por su magnitud. Con el volante en cambio sí tenemos un resultado interesante. Vemos como sin controlador la entrada es muy compleja debido a que el conductor intenta compensar la fuerte oscilación a la que se ve sometida el vehículo. Tenemos que aclarar que nuestro conductor virtual intenta emular a la gran mayoría de conductores pero no lo hace a la perfección. Lo que imita es el comportamiento de éstos a la hora de cuándo girar el vehículo pero un conductor medio de ningún modo sería capaz de recuperar el control del coche en este caso. Con el controlador activo son únicamente necesarios tres giros para completar la maniobra satisfactoriamente y con un comportamiento muy estable. Esta evitación del fenómeno de oscilación también queda patente en la figura 7.20c, vemos que se disminuye drásticamente el tiempo de respuesta del vehículo con respecto al caso sin controlador, donde es típico el aumento de este tiempo debido a la variación de masas. A su vez las diferencias con la diagonal en los puntos extremos son eliminadas completamente, desapareciendo así cualquier rastro de comportamiento sobrevirador. La aceleración lateral nos indica a su vez las mejoras en seguridad ya que sin controlador se llegan a valores en torno a los $8m/s^2$, que son muy extremos y son capaces de sacar al coche de su zona lineal e inducir una sensación de pánico al conductor. Además, en este parámetro también se observa lo que ocurre al eliminar la oscilación, puesto que se ha reducido el tiempo total que el coche está experimentando altas aceleraciones.. En la siguiente figura vemos el par que demanda a los motores nuestro controlador.

Comparado con el conductor experto el consumo adicional se reduce muchísimo. Las primeras variaciones de par son las que le impiden entrar en el catastrófico fenómeno de oscilación, por ello, durante el resto de la maniobra las actuaciones no tienen que ser tan extremas como en el caso anterior. Queda demostrado que este es el caso donde mejor se comporta nuestro controlador, ya que es donde más asemeja la velocidad angular a la referencia y además con un consumo mínimo.



Figura 7.21 Par aplicado por cada motor.

Vemos a continuación la tabla resumen de las variables más importantes.

| Parámetros | $ \beta _{max}$ | $ r _{max}$ | ay _{max} | $ \delta _{max}$ | Δr_H | v _{perdida} |
|-----------------------|-----------------|------------------|--------------------|------------------|--------------|----------------------|
| Conductor experto | 2.41° | 32.5 °/ <i>s</i> | $8.5 m/s^2$ | 22.8° | 36.6° | 3.76 m/s |
| Controlador activo | 0.98° | 22.5 °/s | $6.9 m/s^2$ | 19.1° | 14.2° | 3.7 m/s |

Tabla 7.4. Respuesta del vehículo. Alta velocidad y conductor medio.

Concluimos con esto las pruebas de alta velocidad, en las cuales cobra mucho más sentido el controlador desarrollado. Éste ha demostrado su utilidad mejorando todas las variables bajo estudio, además esta mejoría es más acusada cuanto peor es el comportamiento de las mismas. En los casos de baja velocidad, dependía de la habilidad del conductor evitar el accidente, aunque sí supone una gran ayuda para la mayoría de los conductores. En estos casos, por el controlador activo, con lo que podemos concluir sin duda alguna que en las dos pruebas hemos evitado un posible accidente o al menos reducir las nefastas consecuencias del mismo. Con el conductor experto, que es mucho más agresivo, el controlador no es capaz de eliminar completamente el fenómeno de oscilación pero sí lo reduce casi al mínimo, con lo que da oportunidad a un conductor de este tipo de características a recuperar el control del vehículo con mayor facilidad. En el conductor medio la dinámica es más suave y esta vez el controlador sí es capaz de eliminar completamente la oscilación, reduciendo casi completamente la posibilidad de perder el control. Por todo lo anterior afirmamos que el controlador desarrollado supone una mejora significativa en cuanto a seguridad, ya que evita una pérdida de control para la gran mayoría de conductores y, en los casos donde no reduce a cero esta posibilidad, es de gran ayuda a la hora de recuperar la estabilidad dentro de los límites físicos del vehículo.

7.2 Entrada en escalón

La segunda de las pruebas que realizaremos es la entrada en escalón al volante. La prueba consiste en mantener constante la aceleración y realizar un giro brusco con el vehículo, de tal manera que la aceleración lateral llegue a los $4 m/s^2$ [Wal05]. La velocidad será de 70 km/h, ya que se suele realizar a alta velocidad para ver su efecto en las variables. La entrada al volante durante la maniobra la vemos en la figura 7.22, que será la misma para las simulaciones con y sin controlador. A su vez en la figura 7.23 presentamos las trayectorias con y sin controlador.





Como vemos, el vehículo pierde capacidad de giro con el controlador activo. Pese a esto, no creemos que suponga un gran problema debido a que debemos poner la desviación de la trayectoria en perspectiva con la

distancia recorrida. Después de haber recorrido unos 136 m de media en los dos casos, la diferencia de posición es de 3.7 m, lo cual es insignificante. Veamos ahora que ocurre para la velocidad angular en la figura 7.24.



Figura 7.24. Velocidad angular del vehículo.

La pérdida de cierta capacidad de giro se ve también plasmada en esta gráfica, ya que sin controlador el vehículo se muestra mucho más reactivo en cuanto al tiempo de respuesta. Sin embargo, este menor tiempo de respuesta provoca una fuerte oscilación en la velocidad angular, mientras que si activamos el controlador la respuesta del vehículo es mucho más suave siguiendo en todo momento la referencia ideal y por ello, es menos propicia para sufrir un accidente.



Figura 7.25. Ángulo de deriva lateral.

En la figura 7.25 observamos el ángulo sideslip, aunque no hay una gran reducción de la magnitud en el régimen permanente, sí encontramos una mejoría en el transitorio.Pese a que el ángulo sideslip no supone un problema debido a su valor máximo, queda patente en esta gráfica la fuerte reducción del sobreviraje que experimenta el vehículo, obteniendo así un comportamiento completamente neutro. Por ello, con el controlador activo es mucho más simple controlar el coche durante cualquier maniobra. En la siguiente figura podemos ver la aceleración lateral sufrida durante la maniobra.



Figura 7.26. Aceleración lateral del vehículo.

Vemos como la aceleración sin controlador llegaba hasta los $4 m/s^2$, que es el requisito que nos dicta cuál debe ser la amplitud al volante. Con el controlador activo la diferencia de aceleración lateral en el régimen permanente es despreciable. La gran diferencia está en el transitorio, mientras que sin controlador se observa una marcada sobreoscilación, con el controlador activo se elimina esta sobreoscilación, aunque sí se genera un nuevo comportamiento oscilatorio antes de fijar el régimen permanente. Aquí debemos hacer una elección entre comodidad y seguridad, esta oscilación puede resultar ligeramente molesta para el conductor aunque evidentemente, es mucho más seguro el comportamiento al reducir en $0.85 m/s^2$ la aceleración máxima sufrida. Además, esta oscilación sólo está presente durante un cuarto de segundo así que concluimos que el aumento de seguridad compensa con creces la leve pérdida de confort.

En la figura 7.27 presentamos la actuación de los motores, que se suma a su vez a la necesaria para mantener la velocidad. En esta gráfica sólo representamos el par adicional que solicita nuestro controlador, no el necesario para mantener la velocidad. El par que aplica cada motor es insignificante comparado con la prueba ISO 3888, esta vez la actuación sólo tiene un gran pico con el que corrige la velocidad angular y el ángulo de deriva lateral, siendo durante el resto de la simulación prácticamente cero. Por ello, podemos concluir que nuestro controlador es eficiente en lo que a gasto energético se refiere puesto que sólo demanda el par a los motores cuando es necesario, mientras el coche mantenga una dinámica lineal, el consumo adicional será nulo.



Figura 7.27. Pares aplicados por cada motor.

Para finalizar, observaremos la mejoría que presenta nuestro controlador en la tabla resumen. En este caso las variables evaluadas serán las siguientes: el tiempo de subida al 90% de la velocidad angular, la sobreoscilación de la velocidad angular, el ángulo sideslip máximo alcanzado y el tiempo de subida de la aceleración lateral.

| Parámetros | t_r | $SO = \frac{r_{max} - r_{ss}}{r_{ss}} \cdot 100$ | $ \beta _{max}$ | t_{a_y} |
|-----------------------|--------|--|-----------------|-----------|
| Conductor experto | 0.22 s | 32.1 % | 0.65 ° | 0.319 s |
| Controlador activo | 0.31 s | 0.85 % | 0.25 ° | 0.386 s |

Tabla 7.5. Respuesta del vehículo para la entrada en escalón.

Es interesante ver como el controlador mejora el comportamiento del vehículo. Si bien lo hace más lento en alcanzar el estado estable, lo hace de manera mucho más segura, además, este aumento de tiempo como podemos observar en la tabla es prácticamente inapreciable por un ser humano. Por el contrario, sí es apreciable la drástica mejoría en la sobreoscilación de la velocidad angular, que representa una pérdida de tracción en el eje trasero y que prácticamente se elimina con el controlador activo. Cabe destacar que, en otras simulaciones a baja velocidad la mejora no es tan evidente, puesto que la actuación de los motores a esas velocidades genera oscilaciones en todas las variables de interés, resultando muy molesto para el conductor. Por esto último, sería interesante establecer un umbral de actuación mínimo, de tal manera que el controlador sólo se activara cuando la velocidad angular sobrepasara este umbral. El estudio para el establecimiento de estos límites sería un interesante punto a desarrollar, puesto que, como hemos explicado en reiteradas ocasiones y se ha visto durante las simulaciones expuestas, nuestro controlador de estabilidad obtiene un mejor rendimiento cuánto más se aleja el coche de su estado lineal.

8.1 Conclusiones

El objetivo principal del trabajo es el de desarrollar estrategias de control que funcionen, en primera instancia, como medida de seguridad activa a la hora de prevenir una pérdida de control y como consecuencia de esto, el de mejorar la dinámica del vehículo. A su vez, a la hora de realizar esto es necesario el diseño de un conductor virtual, con diferentes parámetros regulables para poder evaluar los controladores de múltiples formas. Además, se plantea un modelo simplificado de un sistema no lineal muy complejo y su validación. Vemos a continuación las conclusiones para los capítulos pertinentes.

En el capítulo 4 se plantean dos pruebas para evaluar las características y posibles mejoras de nuestro controlador. Cada prueba pertenece a un tipo diferente, la ISO 3888 es una prueba en bucle cerrado que requieren de un conductor y permiten evaluar el conjunto que forman el vehículo con el conductor. La otra prueba, de entrada en escalón es de bucle abierto, donde las entradas son únicamente funciones del tiempo y nos da información objetiva acerca del comportamiento del vehículo. En este capítulo se plantea un modelo de conductor virtual con su consecuente validación para cada uno de los conductores implementados, uno de ellos emula un conductor experto y el otro a un conductor medio.

En el capítulo 6 se diseña un controlador predictivo de momento angular. Este controlador hace uso de un modelo lineal de referencia que permite predecir las salidas y ajustar la actuación en consecuencia. Se presenta el diseño de este modelo simplificado para nuestras especificaciones en concreto de entradas y salidas al sistema. A su vez, se ha validado mediante dos pruebas distintas que ponen de manifiesto la habilidad del modelo para emular al sistema real, teniendo en cuenta claro está, las diferencias debido a las estrictas simplificaciones. Con respecto al controlador se plantean las ecuaciones necesarias para llevarlo a cabo, así como los modelos de referencia que permitirán al controlador saber cuál es la trayectoria deseada exigida por el conductor. Se simplifican por último las ecuaciones en forma de cálculos matriciales que reducen en gran medida la complejidad y la carga computacional del MPC. El controlador predictivo nos calcula que momento angular debemos introducir al vehículo para corregir su dinámica pero es necesario aplicar este momento de alguna manera. Para ello se presenta también un controlador vectorial de par, que recibiendo el momento como entrada es capaz de repartir el par de manera independiente para los cuatro motores, tomando el rol de controlador de bajo nivel. Este repartidor implementa algoritmos que permiten detectar el deslizamiento de las ruedas para maximizar la tracción del vehículo durante una emergencia.

Durante el capítulo 7 se presentan todos los códigos de Matlab utilizados en el proyecto. En la literatura existente se presentan la mayoría de los algoritmos de tracción de manera teórica pasando la implementación a un segundo plano. De esta manera, creemos que con las inclusión de este capítulo haremos que los avances aquí presentados sean replicables y/o mejorables por la comunidad investigadora.

Por último en el capítulo 8 se muestran al lector varias simulaciones que permiten evaluar el control diseñado. Se prueba su validez en cinco escenarios distintos, tenemos por un lado una prueba en bucle abierto y por otro, tenemos la maniobra del doble cambio de carril que se ejecuta con dos velocidades y dos conductores distintos. El control de estabilidad desarrollado se muestra altamente eficaz a la hora de mejorar todos los parámetros decisivos que describen la maniobrabilidad, estabilidad, seguimiento de la trayectoria deseada y la dinámica longitudinal del vehículo. Esta mejora es especialmente relevante en los casos de alta velocidad, donde el error en las variables de control es mayor y por tanto el controlador tiene más rango de acción. Los casos donde más se consigue mejorar el comportamiento del vehículo son los casos que conllevan un mayor consumo adicional por parte de los motores, pese a esto, la mejora en seguridad obtenida subsana el gasto energético añadido. Con respecto a esto último, el controlador se muestra eficiente en los casos donde el

error con respecto al caso ideal no es muy acusado, manteniendo el consumo adicional en unos valores muy contenidos.

8.2 Trabajo futuro

En este proyecto se ha trabajado exclusivamente en simulación, y propondremos a continuación algunas ramas que creemos son de importancia para le mejora del controlador propuesto.

En primera instancia sería interesante implementar un estimador del coeficiente de fricción. Esto nos permitiría hacer la limitación del par máximo de manera más precisa, puesto que la estrategia utilizada en este proyecto es muy simple y falla para valores grandes del deslizamiento. Con este estimador, además, se puede llegar a conocer sobre qué tipo de superficie estamos conduciendo, ya sea asfalto mojado, hielo, nieve, etc. y ajustar los parámetros del controlador en consecuencia. Los parámetros escogidos para nuestro controlador también funcionan en condiciones de asfalto mojado pero no se muestra eficiente en superficies más resbaladizas. Queda propuesta entonces esta tarea pendiente, y es la de ajustar los parámetros del controlador al tipo de superficie.

Otra de las posibles mejoras ya comentadas previamente es la de establecer un umbral mínimo de acción, de tal manera que el controlador sólo actúe cuando el error supera esta límite. Así podemos limitar la actuación del controlador a su rango más eficiente. Es interesante también contemplar la integración de nuestro control de estabilidad con un control de tracción, de tal manera que éste último maximice la tracción y mejore la dinámica del vehículo y, en caso de que el vehículo entre en una región de comportamiento no lineal, activar nuestro ESC para devolverlo a su estado ideal.

Como objetivo ulterior de este proyecto está la implantación del controlador en el prototipo real. El FOX dispone de dos PC104, el cual es un estándar de ordenador embebido. Uno de ellos tiene las funciones del supervisor, se encarga de actuar como interfaz hombre-máquina ya que reciba las variables de la ECU y las muestra por pantalla. Se encarga a su vez de la supervisión de errores. Tiene instalado Windows como sistema operativo ya que los programas de presentación de variables están implementados en LabView. El otro PC104 es la ECU y realiza múltiples funciones entre las que se encuentran: hace la lectura de los datos, envía parte de los mismos al supervisor y por último, controla todos los sistemas. Este PC104 funciona bajo QNX, que es un sistema operativo en tiempo real de tipo UNIX diseñado especialmente para sistemas embebidos.



Figura 8.1. PC104



Figura 8.2. Pantalla del Supervisor

A día de hoy el vehículo tiene implementado el supervisor y la ECU, con respecto a sistemas de control esta última únicamente hace un reparto de par equitativo entre las cuatro ruedas, con la pérdida de propiedades dinámicas que esto conlleva. Durante este proyecto hemos modificado el supervisor para presentar variables adicionales que son de nuestro interés. A su vez se han hecho ciertas mejoras en la ECU somo son: se ha mejorado la gestión de temporizadores para garantizar en todo momento el tiempo de muestreo (50 ms) y se ha implementado el control de estabilidad propuesto en este proyecto. Actualemente se está trabajando en este punto y nos encontramos en el proceso de depuración del algoritmo.

BIBLIOGRAFÍA

- 1. [Bau99] Bauer, H. et al. "Driving-safety Systems". Society of Automotive Engineers and Robert Bosch GmbH. Second edition. Estados Unidos, 1999.
- 2. [Blu04] Blundell, M. and Harty, D. "The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics". Society of Automotive Engineers. 2004.
- 3. [Bur93] Burckhardt M. "Fahrwerktechnik: Radschlupf-Regelsysteme, Vogel Fachbuch", 1993.
- 4. [Bur04] Burton, D., Delaney, A., Newstead, S., Logan, D., and Fildes, B. "Effectiveness of ABS and vehicle stability control systems", Royal Automobile Club of Victoria (RACV) Ltd. 2004.
- 5. [Cam07] Camacho, E.F., Bordons, C. Model Predictive Control. Springer, Second Edition. Londres, 2007.
- 6. [Cho14] Mooryong Choi and Seibum B. Choi. "Model Predictive Control for Vehicle Yaw Stability with Practical Concerns". 2014.
- [Chu06] Chung, T., & Yi, K. "Design and Evaluation of Side Slip Angle-Based vehicle estabilitity control scheme on a virtual test track". *IEEE TRANSACTIONS ON CONTROL SYSTEMS TECHNOLOGY, VOL. 14, NO. 2.* 2006.
- 8. [Dav14] Marcos Rodríguez, David. "Contributions to Power Management and Dynamics Control in Hybrid Vehicles". Universidad de Sevilla, 2014.
- 9. [Dix96] Dixon, J.C. "Tires, Suspension, and Handling". Society of Automotive Engineers. Second edition. 1996.
- 10. [Fmv07] FMVSS No. 126, "Electronic Stability Control Systems; Controls and Displays", Docket No. NHTSA-200727662. 2007.
- 11. [Gil92] Gillespie, Thomas. "Fundaments of vehicle Dynamics". 1993.
- 12. [Kie05] Kiencke U., Nielsen L. "Automotive Control Systems For Engine, Driveline, and Vehicle". Second edition. Alemania, 2005.
- 13. [Kiu10] Kiumars, Jalali. "Stability Control of Electric Vehicles with In-wheel Motors", Universidad de Ontario, 2010.
- 14. [Man07] 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.
- 15. [Mir10] Mirzaei, M. "A new strategy for minimum usage of external yaw moment in vehicle dynamic control system". *Transportation Research Part.* 2010.
- 16. [Oez95] Oezguener, O., Uenyelioglu, K.A., and Hatipoglu, C. "An analytical study of vehicle steering control". Proceedings of the 4th IEEE Conference on Control Applications. 1995.
- 17. [Pac06] Pacejka, Hans. "Tyre and vehicle dynamics". Second edition. 2006.
- 18. [Pai05] Paine, M. "Electronic stability control: Review of research and regulations", Vehicle Design and Research Pty Limited. 2005.
- 19. [Piy06] D. Piyabongkarn, R. Rajamani, J.Y. Lew, and Hai Yu. "On the use of torque-biasing devices for vehicle stability control" in *American Control Conference*. 2006.
- 20. [Rey03] Reynolds, B. and Wheals, J. "Torque vectoring driveline: Design, simulations, capabilities and control". 12th Aachen Colloquium, Automobile and Engine Technology. 2003.

- [Rie99] Rieger, G., Scheef, J., Becker, H., Stanzel, M., and Zobel, R.: "Active safety systems change accident environment of vehicles significantly – A challenge for vehicle design". 19th International Conference on the Enhanced Safety of Vehicle, NHTSA. Estados Unidos, 2005.
- 22. [Roe77] Roenitz, R., Braess, H.H., and Zomotor, A.: "Methods and criterions for evaluation of the behaviour of the passenger vehicle Part I". ATZ Automobiltechnische Zeitschrift. 1977.
- 23. [Roe98] Roenitz, R., Braess, H.H., and Zomotor, A.: "Methods and criterions for evaluation of the behaviour of the passenger vehicle Part II". ATZ Automobiltechnische Zeitschrift. 1998.
- 24. [Wal05] Wallentowitz, H. "Vertical and Lateral Dynamics of Passenger Vehicles, Automotive Technology II" Institute of Automotive Engineering, Aachen University of Technology. Germany, 2005.
- 25. [Xio11] Lu Xiong and Zhuoping Yu. "Vehicle Dynamic Control of 4 In-Wheel-Motor Drived Electric Vehicle". Electric Vehicles Modelling and Simulations, Dr. Seref Soylu. 2011.
- 26. [Yin09] Yin, Oh, & Hori. "A Novel Traction Control for EV Based on Maximum Transmissible Torque Estimation". 2009
- 27. [Zan00] van Zanten, A. T. "Bosch ESP systems: 5 years of experience," in Proc. Automot. Dynamic Stability Conference. Estados Unidos, 2000.