



Centro Universitario de la Defensa en la Escuela Naval Militar

TRABAJO FIN DE GRADO

*Diseño y simulación de sistemas de control avanzados para
frenos ABS en vehículos con CarSim*

Grado en Ingeniería Mecánica

ALUMNO: David Medio Fabián

DIRECTORES: Pablo Falcón Oubiña

CURSO ACADÉMICO: 2020-2021

Universida_{de}Vigo



Centro Universitario de la Defensa en la Escuela Naval Militar

TRABAJO FIN DE GRADO

*Diseño y simulación de sistemas de control avanzados para
frenos ABS en vehículos con CarSim*

Grado en Ingeniería Mecánica
Intensificación en Tecnología Naval
Cuerpo General / Infantería de Marina

UniversidadeVigo

RESUMEN

Desde el 1 de julio de 2004, la normativa europea dicta que no es legal vender en la UE vehículos de pasajeros que no incorporen sistemas de frenado antibloqueo (ABS). Este sistema es uno de los principales elementos de seguridad activa utilizados en la industria automovilística, y se encarga de reducir, en caso de producirse una frenada brusca o de emergencia, tanto la distancia como el tiempo de frenado sin comprometer la controlabilidad del vehículo por el bloqueo de alguna de las ruedas.

Los sistemas ABS basan su eficiencia en una gestión completamente electrónica. Pese a no ser una invención reciente, en las últimas décadas se ha investigado la manera de implementar nuevas técnicas de control que permitan obtener mejores resultados.

En este trabajo se empleará un modelo matemático previamente validado para diseñar y optimizar distintos tipos de controladores no lineales, que posteriormente se implementarán en un modelo “real” generado por un software de simulación de vehículos. Fruto de la realización de una serie de simulaciones en distintos escenarios, se obtendrán los resultados que nos permitirán comprobar si las distintas técnicas de control aplicadas son válidas o no.

PALABRAS CLAVE

Controladores no lineales, Deslizamiento, Dinámica vehicular, Frenos ABS, Teoría de control

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, quiero agradecerle profundamente al profesor Don Pablo Falcón Oubiña, tutor del presente TFG, por su entusiasmo, esfuerzo y dedicación que fue capaz de contagiarme para alcanzar los objetivos propuestos y por su gran meticulosidad a la hora de trabajar.

También quiero aprovechar la oportunidad para agradecer a mi familia y amigos, su apoyo incondicional a lo largo de este arduo camino que ha supuesto un reto para mi persona y que sin ellos no hubiera sido posible.

CONTENIDO

Contenido	1
Índice de Figuras	4
Índice de Tablas.....	7
1 Introducción y objetivos	9
1.1 Descripción del apartado.....	9
1.2 Antecedentes	9
1.3 Motivación	10
1.4 Objetivos	10
1.5 Estructura del trabajo	11
2 Estado del arte	13
2.1 Descripción del apartado.....	13
2.2 Definición de los sistemas ABS	13
2.3 Problemática de la frenada	17
2.3.1 Fundamentos físicos	17
2.3.2 Algoritmos basados en umbrales de desaceleración.....	19
2.3.3 Control de estabilidad	22
2.4 Introducción a la teoría del control automático	24
2.4.1 Definiciones	24
2.4.2 Tipos de actuadores	26
2.4.2.1 Actuadores eléctricos.....	26
2.4.2.2 Actuadores neumáticos.....	26
2.4.2.3 Actuadores hidráulicos	27
2.4.3 Tipos de sistemas de control.....	28
2.4.3.1 Control de lazo abierto	28
2.4.3.2 Control de lazo cerrado	29
2.4.3.3 Comparación entre sistemas de lazo abierto y lazo cerrado	29
2.4.4 Fundamentos matemáticos.....	29
2.5 Sistemas lineales	30
2.5.1 Controladores lineales	31
2.5.1.1 PID.....	32
2.5.1.2 LQR	33
2.5.1.3 Todo-nada.....	33
2.6 Sistemas no lineales	33
2.6.1 Controladores no lineales	33

2.6.1.1 Reset	34
2.6.1.2 SMC.....	35
2.6.1.3 MPC.....	36
2.6.1.4 Adaptativo	37
1) MRAC	38
2) STC.....	39
2.7 Modelos matemáticos de vehículos	40
2.7.1 Sistema de referencia.....	40
2.7.2 Dimensiones	41
2.7.3 Modelos longitudinales.....	42
2.7.3.1 Modelo un cuarto de vehículo	42
2.7.3.2 Modelo medio vehículo (Half car)	43
2.7.4 Modelos verticales	47
2.7.5 Modelos laterales	47
2.8 Interacción neumático-carretera.....	48
2.8.1 Fuerzas y momentos	49
2.8.2 Fórmula de Pacejka.....	50
2.8.3 Modelo de fricción de neumático Burck-Hardt	51
2.8.4 Relaciones lineales.....	51
2.9 Softwares de simulación vehículos	51
2.9.1 veDYNA©	52
2.9.2 DYNACAR©.....	52
2.9.3 MSC Adams©.....	52
2.9.4 CarSim©	53
2.10 Matlab©/Simulink©	55
3 Desarrollo del TFG.....	57
3.1 Descripción del apartado.....	57
3.2 Modelado de la planta en CarSim	57
3.2.1 Elección del vehículo.....	57
3.2.1.1 Características técnicas.....	58
3.2.1.2 Modelo neumático-carretera.....	59
3.2.2 Escenario de simulación	60
3.2.3 Entradas y salidas	61
3.2.4 Representación en Simulink	62
3.3 Modelado de la planta en Simulink.....	63
3.3.1 Modelo longitudinal de un cuarto de vehículo	63

3.4 Validación del modelo	64
3.5 Efecto dinámico de la velocidad	69
3.6 Control en Simulink	70
3.6.1 Controladores Reset.....	70
3.6.1.1 Integrador de Clegg	70
3.6.1.2 FORE.....	70
3.6.1.3 PI-CI	75
3.6.1.4 Problemática de la planta	77
3.6.2 Controlador SMC.....	79
3.6.3 Controlador MPC.....	82
3.6.4 Controlador Adaptativo	87
3.6.4.1 MRAC	87
4 Resultados	91
4.1 Descripción del apartado.....	91
4.2 Control en CarSim	91
4.3 Validación de los controladores	93
4.3.1 FORE	93
4.3.2 PI-CI	95
4.3.3 SMC.....	97
4.3.4 MPC.....	99
4.3.5 MRAC.....	101
4.3.5.1 Estudio de robustez	103
4.4 Comparativa	106
4.4.1 Posición en seco.....	106
4.4.2 Slip en seco	107
4.4.3 Posición en nieve	108
4.4.4 Slip en nieve	109
4.5 Análisis de resultados.....	110
5 Conclusiones y líneas futuras	113
5.1 Descripción del apartado.....	113
5.2 Conclusiones	113
5.3 Líneas futuras	115
6 Bibliografía.....	117
Anexo I: Código de generación de gráficas	121

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-1 Comparativa frenada Mercedes-Benz clase S con y sin ABS [4]	10
Figura 2-1 Velocidad del vehículo durante frenada (No ABS) [9]	14
Figura 2-2 Deslizamiento durante frenada (No ABS) [9]	14
Figura 2-3 Velocidad del vehículo durante la frenada (Con ABS) [9]	14
Figura 2-4 Deslizamiento durante la frenada (Con ABS) [9].....	14
Figura 2-5. Esquema de unidad de control ABS [10]	15
Figura 2-6 Unidad de control hidráulica de 4 canales y 12 válvulas.....	16
Figura 2-7 Unidad de control electrónica de 4 canales y 12 válvulas	16
Figura 2-8 [1].....	17
Figura 2-9 Fuerza longitudinal del neumático en función del deslizamiento [9].....	18
Figura 2-10 Diagrama de bloques esquemático de un ABS [12]	19
Figura 2-11 Deceleración durante el 1 ^{er} ciclo de frenado [13].....	20
Figura 2-12 Deceleración durante el 2 ^o ciclo de frenado y consecuentes [13]	20
Figura 2-13 Aumento de aceleración [13].....	21
Figura 2-14 Decremento de la aceleración [13]	21
Figura 2-15 Diagrama de F traslación y F rozamiento al girar el volante con la rueda bloqueada [11]	22
Figura 2-16 . Diagrama de fuerzas de rozamiento y par de fuerzas sobre las cuatro ruedas de un vehículo a diferentes niveles de tracción [11].....	22
Figura 2-17 Funcionamiento del control de guiñada [15].....	23
Figura 2-18 Sistema de freno de disco hidráulico [22]	27
Figura 2-19 Sistema de control de lazo abierto [20]	28
Figura 2-20 Sistema de control de lazo cerrado [20]	29
Figura 2-21 Sistema lineal multivariable [23].....	31
Figura 2-22 Controlador PID [25].....	32
Figura 2-23 Controlador lineal vs controlador Reset [30]	34
Figura 2-24 Interpretación gráfica de un SMC en el plano de fase del error y su derivada [38]	35
Figura 2-25 Interpretación gráfica de un SMC con chattering [40]	36
Figura 2-26 Diagrama de bloques de un controlador MRAC [42].....	38
Figura 2-27 Diagrama de bloques de un controlador STC [42]	39
Figura 2-28 Sistema de referencia del vehículo [44].....	41
Figura 2-29 Dimensiones del vehículo [44]	41
Figura 2-30 Representación del modelo $\frac{1}{4}$ [43]	42
Figura 2-31 Esquema de la transferencia de carga [1]	43

Figura 2-32 Representación del modelo $\frac{1}{2}$ [43]	44
Figura 2-33 Modelo vertical $\frac{1}{4}$ de vehículo [44].....	47
Figura 2-34 Modelo cinemático lateral [47].....	48
Figura 2-35 Sistema de referencia SAE Neumático-Carretera [44].....	49
Figura 2-36 Relación entre la fuerza de fricción y el deslizamiento para distintas condiciones de la carretera [49].....	50
Figura 2-37 Logotipo CarSim© [Fuente propia].....	53
Figura 2-38 Pantalla de inicio de CarSim© [Fuente propia].....	54
Figura 2-39 Elección de modelos de CarSim© [Fuente propia]	54
Figura 2-40 Elección de maniobra de CarSim© [Fuente propia].....	55
Figura 3-1 Audi A1	57
Figura 3-2 Modelo clase B Hatchback [Fuente propia]	58
Figura 3-3 Parámetros dimensionales del vehículo [Fuente propia]	58
Figura 3-4 Parámetros de las ruedas del vehículo [Fuente propia]	59
Figura 3-5 Controles de conducción [Fuente propia].....	60
Figura 3-6 Características del escenario [Fuente propia]	61
Figura 3-7 Menú de entradas de CarSim [Fuente propia]	61
Figura 3-8 Menú de salidas de CarSim [Fuente propia].....	62
Figura 3-9 Sistema generado por CarSim en Simulink [Fuente propia]	63
Figura 3-10 Modelo un cuarto de vehículo en Simulink [Fuente propia]	64
Figura 3-11 Control PID para modelo de CarSim [27]	65
Figura 3-12 Modelos $\frac{1}{4}$ propio y de CarSim conectados [Fuente propia]	65
Figura 3-13 Gráfica de posición [Fuente propia]	66
Figura 3-14 Gráfica de la velocidad lineal del vehículo [Fuente propia].....	66
Figura 3-15 Gráfica de la velocidad lineal de las ruedas [Fuente propia].....	67
Figura 3-16 Gráfica del deslizamiento [Fuente propia]	67
Figura 3-17 Gráfica del par de frenado [Fuente propia].....	68
Figura 3-18 Gráfica de la fuerza longitudinal [Fuente propia].....	68
Figura 3-19 Diagrama de bloques de un integrador de Clegg [53]	70
Figura 3-20 Diagrama de bloques de controlador FORE [Fuente propia]	71
Figura 3-21 Configuración del integrador [Fuente propia]	71
Figura 3-22 Banda de reinicio fija (izquierda) y banda de reinicio variable (derecha) [53]	72
Figura 3-23 Controladores FORE y PID en paralelo [Fuente propia].....	73
Figura 3-24 Controlador PI-CI diseñado en Simulink [Fuente propia].....	75
Figura 3-25 FORE vs Controlador lineal [Fuente propia]	77
Figura 3-26 Subsistema que aloja el SMC [Fuente propia]	79

Figura 3-27 Diagrama de bloques del controlador SMC [Fuente propia].....	80
Figura 3-28 Interpretación gráfica del SMC [Fuente propia].....	80
Figura 3-29 Model Predictive Control Toolbox [Fuente propia]	82
Figura 3-30 Bloque del controlador MPC [Fuente propia]	82
Figura 3-31 Sistema de control para el MPC [Fuente propia]	83
Figura 3-32 MPC Designer [Fuente propia].....	84
Figura 3-33 Planta interna linealizada [Fuente propia]	84
Figura 3-34 Ventana de sintonización del controlador [Fuente propia].....	85
Figura 3-35 Controlador MRAC [Fuente propia]]	87
Figura 4-1 Esquema de Simulink para obtención de resultados [Fuente propia].....	91
Figura 4-2 Controlador implementado en CarSim [Fuente propia]	92
Figura 4-3 Modelo clase D Minivan [Fuente propia].....	103

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2-1 Parámetros del sistema de referencia [44]	40
Tabla 2-2 Valores de los parámetros de la fórmula para distintos tipos de superficie	50
Tabla 2-3 Valores de parámetros del modelo Burckhardt según el tipo de superficie de carretera [43]	51
Tabla 3-1 Parámetros cinemáticos del coche	59
Tabla 3-2 Parámetros finales	69
Tabla 3-3 Parámetros de Pacejka	69
Tabla 3-4 PID vs FORE	74
Tabla 3-5 PID vs PI-CI.....	76
Tabla 3-6 FORE vs controlador lineal	78
Tabla 3-7 PID vs SMC	81
Tabla 3-8 PID vs MPC	86
Tabla 3-9 PID vs MRAC	88
Tabla 4-1 Valores FORE	94
Tabla 4-2 Valores PI-CI	96
Tabla 4-3 Valores SMC.....	98
Tabla 4-4 Valores MPC.....	100
Tabla 4-5 Valores MRAC	102
Tabla 4-6 Parámetros cinemáticos del coche	103
Tabla 4-7 Minivan vs Hatchback	105
Tabla 4-8 Comparativa de la posición de los controladores en seco.....	106
Tabla 4-9 Comparativa del deslizamiento de los controladores en seco.....	107
Tabla 4-10 Comparativa de la posición de los controladores en nieve	108
Tabla 4-11 Comparativa del deslizamiento de los controladores en nieve	109
Tabla 4-12 Tabla resumen	110

1 INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

1.1 Descripción del apartado

Con este primer apartado se pretende dar una visión más general sobre el tema que nos atañe. Primero se realizará una pequeña reseña histórica para contextualizar el trabajo para posteriormente exponer los motivos que nos han llevado a desarrollarlo. Finalmente se fijarán los objetivos que pretendemos alcanzar con este proyecto y la estructura de la cual se compone este documento.

1.2 Antecedentes

Los sistemas ABS son uno de los mayores adelantos en materia de seguridad activa que se han incorporado en la industria del automóvil. Aunque pocos son los modelos que incorporaban ABS hasta final de 1992 en nuestro país [1].

Los orígenes de los sistemas ABS se remontan a comienzos del siglo XX en la industria ferroviaria. Tras observar su eficacia, fue la industria aeronáutica quien decidió comenzar a incorporar estos sistemas para reducir las distancias de detención de las diferentes aeronaves en pistas de pequeño recorrido. No fue la USAF (United States Air Force) hasta 1947 quien equipó sus bombarderos B-47 con el sistema antibloqueo Dunlop Maxaret, el cual demostró reducir hasta un 30 % la distancia de frenado y evitaba que estos grandes y pesados aviones sufrieran un pinchazo durante el aterrizaje ocasionado un accidente [2] [3].

En el mundo de la automoción, en 1936, la empresa alemana Bosch presentó una patente de un sistema ABS muy rudimentario y enteramente hidráulico. Casi 30 años después, la casa inglesa Jensen Motors incorporaría en el Jensen FF, un gran turismo comercializado entre 1966 y 1971 el primer sistema de frenos antibloqueo convirtiéndolo en el primer modelo en incorporar dicha tecnología. Posteriormente las marcas estadounidenses Ford y Lincoln lo incluiría en su Ford Thunderbird y Lincoln Continental Mark III respectivamente en 1969. Este sistema solo actuaba sobre el eje trasero, por lo que su efectividad se veía reducida ya que el vehículo aun podía perder el control en caso de frenada brusca.

Sin embargo, los ingenieros de las diferentes compañías reconocieron su efectividad, aunque también se dieron cuenta de la necesidad que tenían dichos sistemas de contar con una gestión íntegramente electrónica y que actuase sobre los dos ejes.

Finalmente, el 23 de agosto de 1978 la empresa alemana Mercedes-Benz en colaboración con la anteriormente mencionada Bosch consiguieron desarrollar el primer sistema de frenado antibloqueo electrónico revolucionando la industria automovilística. Este sistema se integró en los coches de clase S (Figura 1-1) y posteriormente en los de la clase C. Rápidamente le siguieron otros fabricantes como BMW en su Serie 7 produciéndose un “boom” en el desarrollo de esta tecnología.



Figura 1-1 Comparativa frenada Mercedes-Benz clase S con y sin ABS [4]

Con el tiempo, los automóviles se han vuelto cada vez más rápidos, grandes y pesados, pero también más seguros. El número de defunciones en España se ha reducido según la DGT (Dirección General de Tráfico) y el INE (Instituto Nacional de Estadística) de 3484 víctimas mortales en 1980 [5] a 1098 en 2019 [6].

Desde el año 1993 ha entrado en vigor en España la directiva 71/320 de la CEE (Comunidad Económica Europea) que decreta para los nuevos vehículos matriculados la incorporación obligatoria de esta clase de sistemas de seguridad y desde el 1 de julio de 2004, no es legal vender en la Unión Europea un automóvil sin ABS [1].

Sistemas de asistencia a la conducción tales como el ABS se encuentran equipados en la mayoría de vehículos del mercado y actualmente cuentan con complejos elementos que permiten activar y desactivar la fuerza de frenado hasta 15 veces por segundo en los más avanzados, mejorando significativamente la eficacia del frenado [7]. El ABS junto al resto del equipamiento de seguridad de los coches ya han evitado muchísimos accidentes y en el futuro se espera que se desarrollen nuevas ayudas electrónicas para proteger aún más al conductor y a sus acompañantes.

Pesé a no ser una invención reciente, la continua mejora y evolución de estos sistemas sigue siendo de vital importancia en los mundos de la automoción y la aeronáutica, ya que cualquier avance en este ámbito puede llegar a salvar vidas.

1.3 Motivación

Por lo descrito en el anterior apartado, queda claro que el desarrollo y la evolución de nuevos y más sofisticados sistemas de frenado no es una opción sino una necesidad para mejorar la seguridad al volante diariamente y poder lograr algún día que las carreteras dejen de ser un foco de accidentes para nuestra sociedad.

1.4 Objetivos

Como el propio título del proyecto indica el objetivo no es otro que el diseño y simulación de sistemas de control avanzados para frenos ABS en vehículos en CarSim. Sin embargo, para la consecución de dicho objetivo es necesario alcanzar otras metas previamente, con el fin de lograr una experiencia de aprendizaje completa, siguiendo la metodología científica aprendida a lo largo de estos cinco años en nuestra formación como oficiales e ingenieros.

Estos objetivos no son otros que:

- Estudio de la teoría de control de sistemas lineales y no lineales aplicados a la frenada de vehículos, comprobando resultados de trabajos anteriores y elección y configuración del entorno de desarrollo.
- Modelado e identificación de un vehículo para el desarrollo de controladores en simulación.
- Aplicación de diferentes técnicas de control tanto lineales como no lineales, sobre los modelos identificados en simulación de los controladores para adecuarlos al caso de estudio.
- Análisis de resultados sobre los modelos matemáticos desarrollados y sobre el entorno del “vehículo real” en CarSim.
- Comparación de resultados.
- Viabilidad para su implementación en un vehículo real.

De manera adicional y complementaria se han conseguido alcanzar otra serie de objetivos como resultado de nuestra investigación que son:

- Comprensión del comportamiento de diferentes vehículos motorizados de cuatro ruedas ante condiciones cambiantes del entorno.
- Aprender a utilizar distintos softwares de simulación como son Matlab y CarSim y emplearlos como herramientas para la extracción de datos.
- Poner en práctica el método científico prueba y error basado en modelos para la obtención de los resultados más óptimos.
- Realizar una recopilación bibliográfica precisa acerca de la teoría de control y de sistemas de seguridad vial como el tratado en el presente trabajo.

1.5 Estructura del trabajo

Nuestro trabajo se divide en los siguientes apartados acorde con la estructura prefijada por el Centro Universitario de la Defensa (CUD):

- Introducción: en este apartado se incluyen los antecedentes, motivación y los objetivos que se pretenden alcanzar. Así como la estructura del propio trabajo.
- Estado del arte: se describen detalladamente los estudios, investigaciones, avances científicos, etc.... realizados en el campo de nuestro trabajo hasta el momento. Adicionalmente se incluye una recopilación de softwares de simulación, así como el porqué de nuestra elección del mismo.
- Desarrollo: en esta sección se expone de manera desglosada la ruta seguida para probar un validar un modelo matemático en CarSim, experimentar y sintonizar todos los controladores en Matlab para después probar su valía en un entorno considerado “real” como es CarSim.
- Resultados: se mostrará gráficamente el fruto de nuestro trabajo acompañado de un análisis que permite al lector interpretar y entender dichos resultados.
- Conclusiones y líneas futuras: en este último apartado se relatará si se ha logrado o no la consecución de los objetos previamente fijados y las posibles líneas de investigación para futuros trabajos.

2 ESTADO DEL ARTE

2.1 Descripción del aparatado

En este apartado se pretende dotar al lector de los conocimientos necesarios para entender el posterior desarrollo del trabajo. Para ello se comenzará definiendo en que consiste los sistemas ABS, de que elementos están compuestos, su funcionalidad y los distintos tipos que existen. También se planteará la problemática que surge de la frenada desde un punto vista físico y la forma de optimizarla. A continuación, se hará una pequeña introducción a la teoría de control para posteriormente centrarnos en el desarrollo de los controladores y de los modelos matemáticos finalizando con una breve descripción de los softwares utilizados.

2.2 Definición de los sistemas ABS

El sistema de frenado antibloqueo o ABS (Anti-lock Brake System), deben su nombre a la palabra de origen germano “*Antiblokiersystem*”. Es un sistema empleado en numerosos medios de transporte tales como automóviles, aviones y modelos avanzados de motocicletas que varía la fuerza ejercida por freno en los neumáticos para evitar que estos deslicen sobre el suelo al producirse el bloqueo de algunas de las ruedas durante el proceso de frenado. Consiguiendo así una mayor adherencia y estabilidad, además de reducir significativamente la distancia de frenado [8].

Originalmente la misión de estos sistemas era evitar el bloqueo de las ruedas. Sin embargo, actualmente no solo cumplen esa función, sino que también tratan de maximizar las fuerzas de frenado generadas por los neumáticos evitando la aparición de un fenómeno conocido como deslizamiento, o slip (λ), el cual es perjudicial a la hora de detener el vehículo. El deslizamiento viene definido por la siguiente fórmula (2.1):

$$\lambda = \frac{V - wr}{V} \quad (2.1)$$

Donde V es la velocidad lineal del vehículo, w la velocidad angular de la rueda y r su radio efectivo. Siendo Wr la velocidad lineal de la rueda en el punto de contacto con el suelo en condiciones ideales sin rodadura. El bloqueo de las ruedas reduce las fuerzas de frenado generadas por los neumáticos lo que conlleva un mayor tiempo de frenado. Además, el bloqueo de las ruedas delanteras impide al conductor tener control de la dirección del vehículo mientras este se detiene. La frenada ideal, es aquella en la que no se produce deslizamiento ($\lambda=0$). Por el contrario, una frenada de emergencia, reduciría drásticamente

la velocidad angular de las ruedas, provocando un bloqueo de las mismas, dando como resultado un valor máximo de deslizamiento ($\lambda=1$). Los sistemas ABS presentan una solución que consiste en ajustar la fuerza de frenado para que en ningún momento se supere un valor óptimo de deslizamiento de entre el 10% y el 22%.

En las gráficas que se presentan a continuación se puede observar la diferencia entre la evolución de las velocidades lineales del vehículo, de la rueda y el deslizamiento a lo largo del tiempo, en una frenada de un vehículo sin ABS con la de un vehículo que si incorpora este sistema.

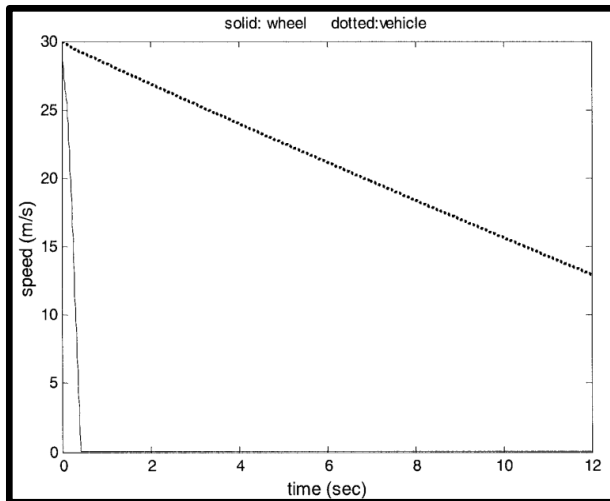


Figura 2-1 Velocidad del vehículo durante frenada (No ABS) [9]

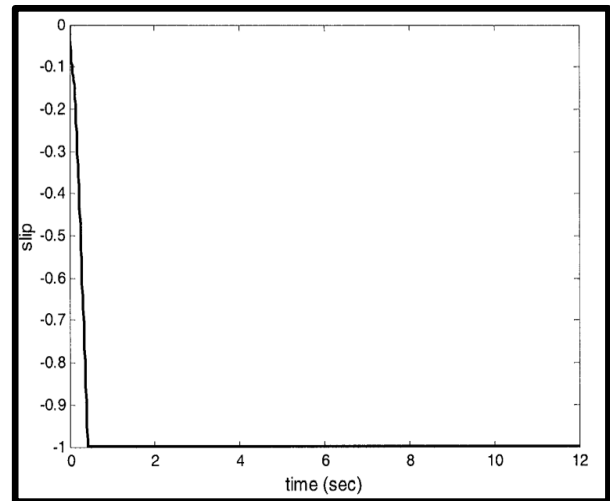


Figura 2-2 Deslizamiento durante frenada (No ABS) [9]

En la Figura 2-1 podemos observar que la velocidad lineal del vehículo (línea de puntos) varía de 30 m/s a 12 m/s en 12 segundos. La velocidad lineal de la rueda (línea sólida) en menos de 1 segundo se vuelve 0 m/s debido a su bloqueo. Este hecho hace que el deslizamiento (Figura 2-2) adquiera un valor máximo y constante desde que la rueda se ha bloqueado.

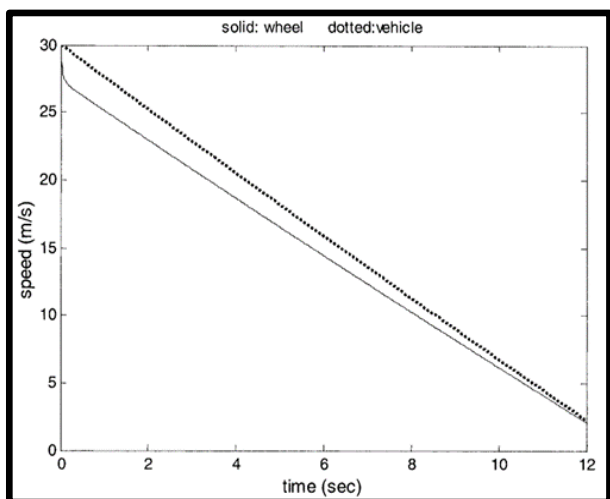


Figura 2-3 Velocidad del vehículo durante la frenada (Con ABS) [9]

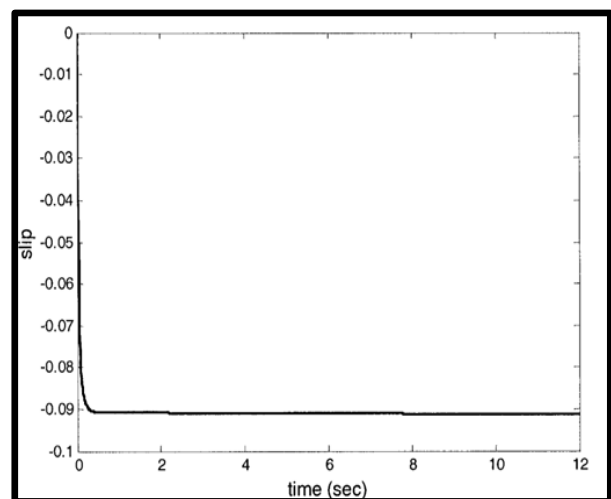


Figura 2-4 Deslizamiento durante la frenada (Con ABS) [9]

Por el contrario, ahora podemos observar que la velocidad lineal del vehículo y la de la rueda (Figura 2-3) varían a la par progresivamente consiguiendo una deceleración de 30 m/s a 3 m/s en el mismo tiempo que en el caso anterior. Al no producirse un bloqueo de la rueda el deslizamiento (Figura 2-4) nunca supera el valor óptimo.

Los componentes de un sistema ABS (Figura 2-5) conforman un bloque constituido por un controlador, una bomba, las válvulas y sensores de velocidad. El controlador o ECU (Electronic Control Unit) es el “cerebro” del sistema. Cuando este recibe la información de los sensores de velocidad de que la velocidad angular de alguna rueda disminuye rápidamente hasta el punto de casi llegar a bloquearse acciona las válvulas que permiten aliviar la presión ejercida por el freno o restablecerla a través de las bombas. Este proceso se repite cíclicamente hasta detener el vehículo.

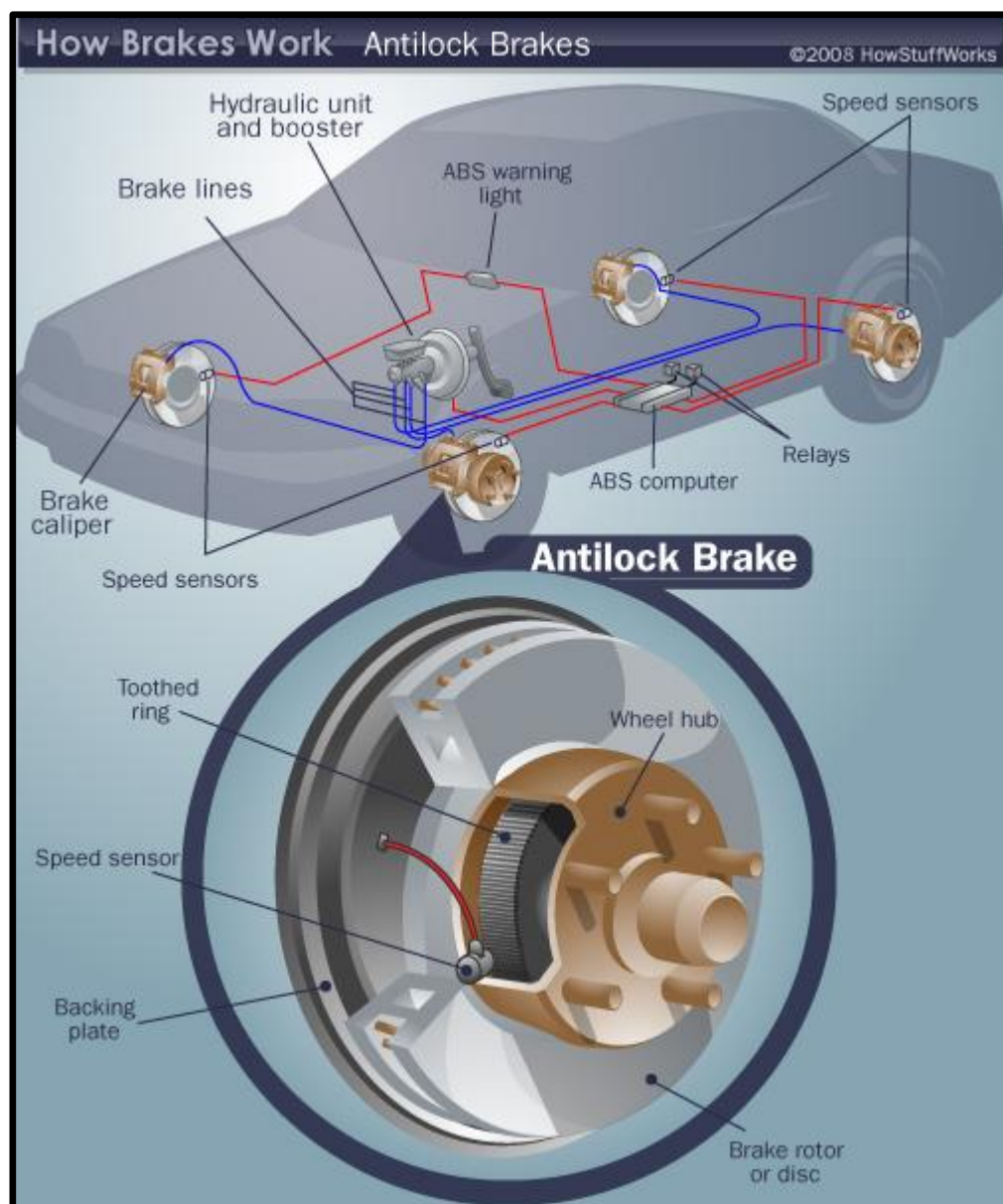


Figura 2-5. Esquema de unidad de control ABS [10]

Atendiendo a la configuración de válvulas que se controlan individualmente y el número de sensores de velocidad, los sistemas antibloqueo de frenado se pueden clasificar de la siguiente manera [10]:

1) ABS de cuatro canales, y cuatro sensores

Un sensor de velocidad y una válvula separada para cada una de las cuatro ruedas. Con esta configuración, el controlador supervisa cada rueda individualmente para asegurarse de que consigue la máxima fuerza de frenado.

2) ABS de tres canales, y cuatro sensores

Hay un sensor de velocidad por cada rueda y una válvula separada para cada una de las ruedas delanteras, pero solo una válvula para el eje trasero. Es característico de los vehículos más antiguos que integraban ABS.

3) ABS de tres canales, y tres sensores

Este esquema, es habitual en camiones de cuatro ruedas con ABS. Tiene un sensor de velocidad y una válvula para cada una de las ruedas delanteras. Por el contrario, cuenta con una sola válvula y un solo sensor para ambas ruedas traseras. Dicho sensor se encuentra sobre el eje trasero. Esta configuración permite a las ruedas anteriores alcanzar la máxima fuerza de frenado por separado. Sin embargo, las posteriores, deben empezar a bloquearse las dos antes de que entre en acción al ABS. Con este sistema es posible que al menos una de las ruedas posteriores se llegue a bloquear durante la parada reduciendo así la eficiencia del frenado.

4) ABS de dos canales y cuatro sensores

Este sistema lo podemos encontrar habitualmente en vehículos de pasajeros de finales de los años 80 hasta mediados de los años 90, utiliza un sensor de velocidad en cada rueda, con una válvula de control por cada eje. Si algún sensor de velocidad detecta un bloqueo en cualquier rueda individual, el módulo de control impulsa la válvula de la rueda antagonista.

5) ABS de un solo canal, y de un solo sensor

Este sistema es particular de camiones de recogida, SUV's y furgonetas. Dispone de una válvula, que controla las dos ruedas traseras y un sensor de velocidad, situado en el eje trasero. Funciona de manera idéntica al ABS de 3 canales y 3 sensores.



Figura 2-6 Unidad de control hidráulica de 4 canales y 12 válvulas



Figura 2-7 Unidad de control electrónica de 4 canales y 12 válvulas

2.3 Problemática de la frenada

2.3.1 Fundamentos físicos

Las ruedas de los automóviles son el nexo de unión entre el vehículo y el suelo; gracias a ello podemos circular, dirigir, acelerar o frenar los vehículos. Para cada una de estas acciones las ruedas deben realizar sobre el terreno una serie de fuerzas generadas a voluntad del conductor. Estas fuerzas se traducen en la correspondiente respuesta por parte del automóvil [1].

Los esfuerzos que transmiten las ruedas al suelo (Figura 2-8) están limitados por las características del neumático y por las del propio suelo, y dependen del peso que soporta cada rueda. La fuerza máxima que una rueda puede ejercer sobre el suelo es la fuerza de adherencia F . Según las leyes del rozamiento, la fuerza de adherencia resulta del producto de la fuerza con la que la rueda presiona el firme P por el coeficiente de rozamiento μ , entre suelo y cubierta, tal y como se muestra en la fórmula (2.2).

$$F = P\mu \quad (2.2)$$

P es igual a masa por aceleración.

$$F = mg\mu \quad (2.3)$$

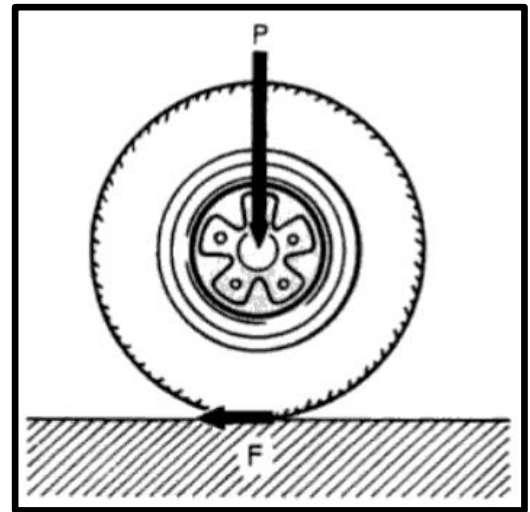


Figura 2-8 [1]

En esta fórmula, g es la aceleración de la gravedad terrestre. El coeficiente de rozamiento depende de la naturaleza de los materiales de la cubierta del neumático, de la carretera y del estado de las superficies de contacto: parámetros tales como la rugosidad; la dureza del caucho; de si el firme se encuentra seco, mojado, cubierto de hielo, barro, nieve, etc.

Cualquier interacción entre la calzada y la cubierta será considerando a μ en sus valores correspondientes al rozamiento en rodadura (estático), pues los sistemas antibloqueo pretenden que las ruedas no sean arrastradas sobre el pavimento. Por lo tanto, valores de μ como coeficiente de rozamiento dinámico no se tendrán en cuenta.

En la fórmula (2.3), se describen las condiciones límite de apoyo de las ruedas en el suelo. Si se sobrepasa este límite al utilizar el motor por transmitir demasiado par bruscamente a las ruedas, estas patinarán. Aparece el ya mencionado deslizamiento (λ). En este caso, las velocidades angulares de las ruedas son distintas de cero, pero la velocidad lineal del conjunto (vehículo) sigue siéndolo.

Cuando pisamos el pedal del freno, se activa un sistema cuyos mecanismos transforman en calor la energía cinética que hemos comunicado al vehículo al acelerarlo, energía que ahora debemos eliminar para detenerlo. Esta transformación de energía, producida gracias al rozamiento que originan los frenos, genera en la superficie de la rueda en contacto con el suelo un esfuerzo tangencial llamado retardador, opuesto a la fuerza de inercia que sigue impulsando al coche en su trayectoria. De esta manera conseguimos detener el vehículo habiendo recorrido un espacio denominado espacio o distancia de frenado.

La distancia de frenado no es un parámetro sobre el cual se haga un control directo, pero sí que se utilizará en las distintas simulaciones a modo de referencia para ver cuál es la distancia de frenado mínima. Se permitirá un incremento en este valor de hasta el 5% con el fin de mejorar el porcentaje de deslizamiento. Esto se debe a que ambos parámetros son inversamente proporcionales, cuando uno mejora, el otro empeora. De tal forma que se tendrá que llegar a una solución de compromiso, es decir, sacrificar algo de distancia de frenado, para mejorar la manejabilidad [11]. Así, en el supuesto caso de producirse la interceptación de un obstáculo se podrá esquivar al disponer de más maniobrabilidad.

Pero si al accionar el sistema de frenado, sobrepasamos el límite de la fuerza de apoyo de las ruedas, estas dejarán de girar, se bloquearán y perderemos el control del vehículo. Además, habrá cesado la transformación de energía cinética en calor porque los frenos ya no actuarán sobre las ruedas que se encuentran bloqueadas y la única posibilidad de eliminar dicha energía es a través del rozamiento entre el firme y la cubierta del neumático. El calor generado por el rozamiento de las ruedas bloqueadas aumenta la temperatura de la superficie de la cubierta pudiendo llegar incluso a fundirla, creando una película fluida y viscosa. Este hecho hace disminuir la adherencia entre la rueda y el firme hasta en un 20% por término medio y en consecuencia aumenta el espacio de frenado.

Al igual que en el caso anterior, vuelve a aparecer el deslizamiento, pero esta vez las velocidades angulares de las ruedas serán nulas (ruedas bloqueadas) mientras la velocidad lineal del conjunto será distinta de cero.

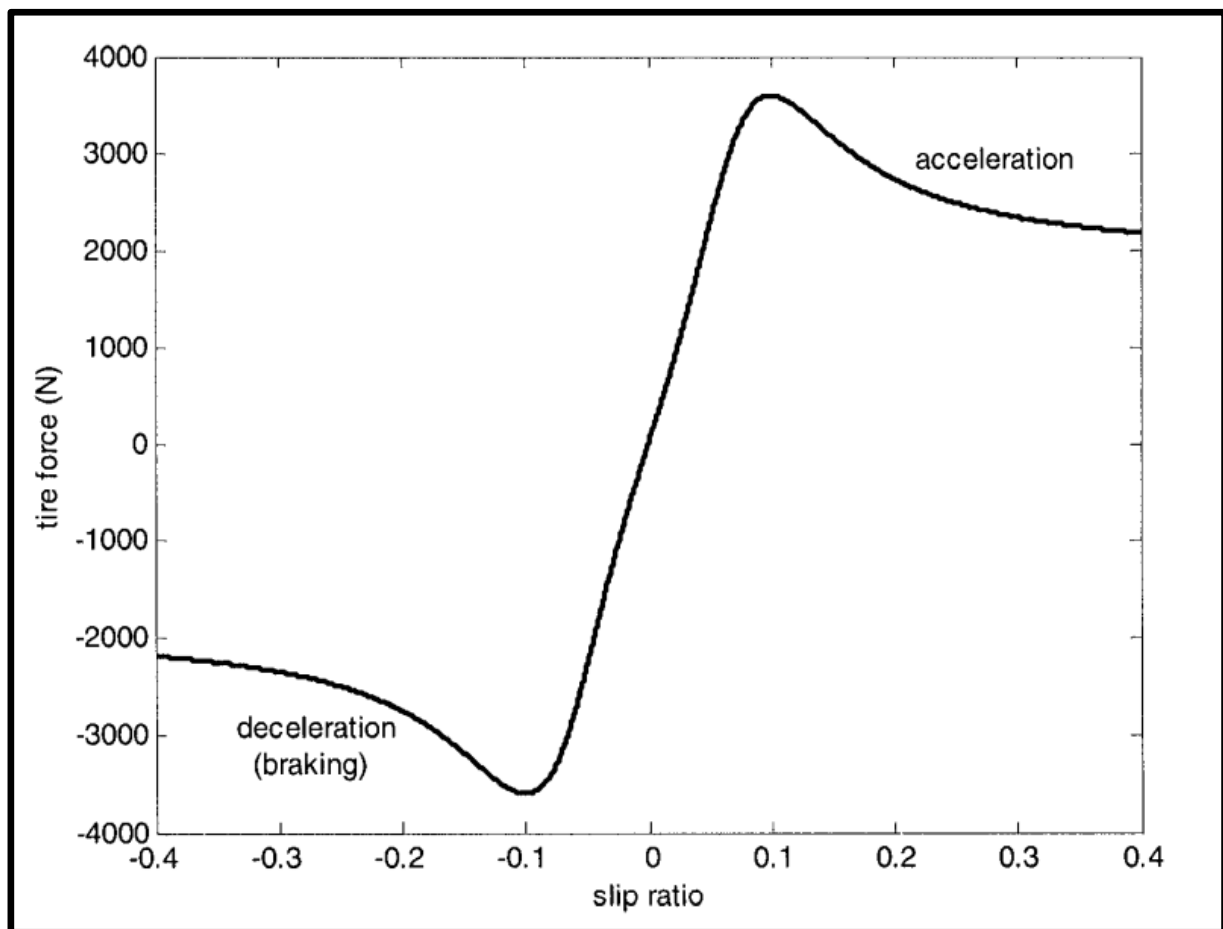


Figura 2-9 Fuerza longitudinal del neumático en función del deslizamiento [9]

Los dos casos de deslizamiento anteriormente mencionados tendrían lugar en las dos zonas post-pico de la gráfica (Figura 2-9).

2.3.2 Algoritmos basados en umbrales de desaceleración

El mayor problema de los sistemas ABS es la naturaleza no lineal de muchos de sus parámetros, como, por ejemplo, el deslizamiento de las ruedas, el cual requiere ser calculado con gran rapidez. Dichos parámetros no pueden ser medidos de forma económica en un vehículo de pasajeros. Habitualmente las únicas mediciones de las que disponen estos sistemas son las velocidades angulares de cada una de las ruedas y la velocidad lineal del vehículo. Los algoritmos utilizan estas medidas para predecir cuando la rueda se bloqueará y cuando dejará de existir el riesgo de que esto ocurra, para transmitir dicha información al actuador del freno y mantener el nivel óptimo de agarre entre el neumático y la superficie.

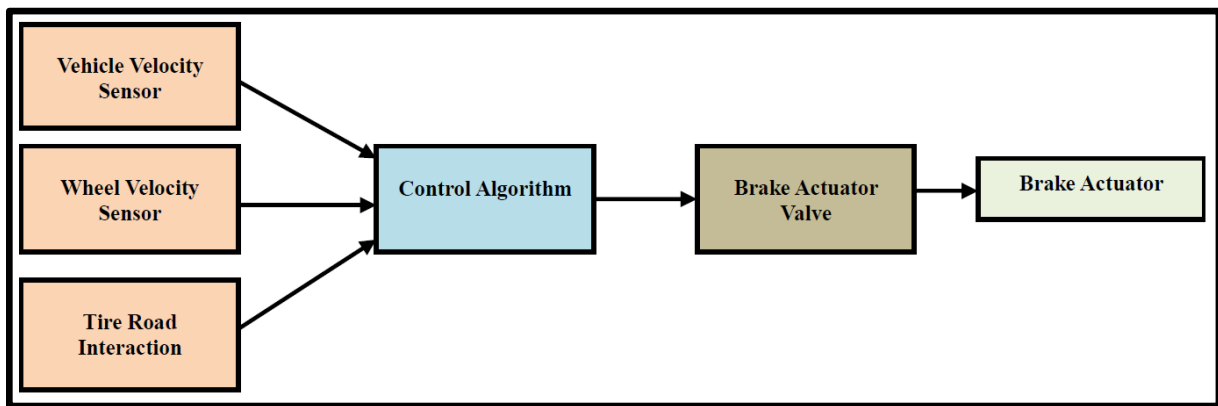


Figura 2-10 Diagrama de bloques esquemático de un ABS [12]

El proceso para determinar cuándo una rueda se bloqueará se denomina predicción. El punto predicho de deslizamiento (prediction point slip) se define como el deslizamiento de la rueda en el momento que la ECU predice por primera vez en el ciclo de frenado que existe riesgo de bloqueo. El proceso para determinar si se ha conseguido evitar o no el riesgo de bloqueo se llama reelección.

El punto de reelección de deslizamiento (reselection point slip) se define como el deslizamiento de la rueda en el momento predicho por primera vez en el ciclo de frenado que deja de existir riesgo de bloqueo.

Uno de los algoritmos ABS más utilizados son los algoritmos basados en umbrales de desaceleración (Deceleration Threshold Algorithms) [13]. La señal de declaración de la rueda se utiliza para predecir cuando esta se bloqueará. Siempre considerando la deceleración de la rueda como el producto de la deceleración angular por el radio efectivo del neumático como se puede observar en la fórmula (2.4).

$$\dot{V}_R = r_{eff} \dot{\omega}_W \quad (2.4)$$

Fijamos a_1 , a_2 , a_3 y a_4 como aceleraciones umbrales, todas de valor positivo siendo $a_2 > a_1$ y $a_4^1 > a_3$. Dichos valores se encuentran definidos en el “Bosch Automotive Handbook” [14].

¹ a_4 corresponde a un valor de deceleración relativamente elevado (mucho más que a_3).

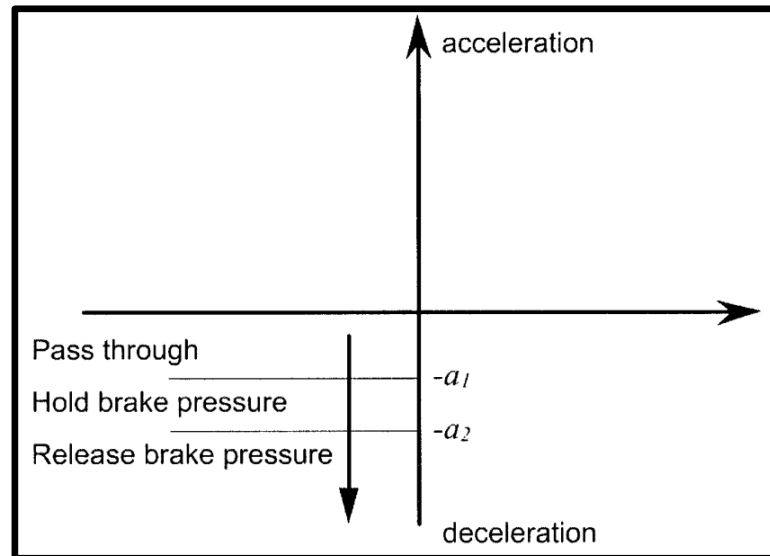


Figura 2-11 Deceleración durante el 1^{er} ciclo de frenado [13]

Cuando el conductor acciona el pedal del freno, si la deceleración es menor que a_1 ($V_R > -a_1$), la acción de frenado del conductor actúa directamente sobre los frenos. Cuando la deceleración excede el valor de a_1 ($V_R < -a_1$) la acción de frenado del conductor ya no actúa directamente sobre los frenos ya que los sistemas antibloqueo mantienen la presión constante. Si la deceleración sigue en aumento y llega a superar el valor de a_2 ($V_R < -a_2$), la presión de los frenos disminuirá. En el momento que la deceleración descienda del valor de a_2 ($V_R > -a_2$), el decremento de presión se detendrá. Finalmente, cuando la deceleración descienda por debajo del valor de a_1 otra vez ($V_R > -a_1$), la acción del conductor sobre el freno volverá ser transmitida directamente. Es en este momento cuando finaliza el primer ciclo de frenado y comienza el segundo. Se realizarán tantos ciclos como sean necesarios para prevenir el bloqueo de las ruedas y que la velocidad angular de estas se mantenga próxima al coeficiente de rozamiento.

Durante el segundo ciclo de frenado en el momento que se supera el valor de a_1 ya no se mantendrá la presión constante, sino que la disminuirá directamente. En el primer ciclo la pequeña etapa donde se mantenía la presión es utilizada para filtrar perturbaciones.

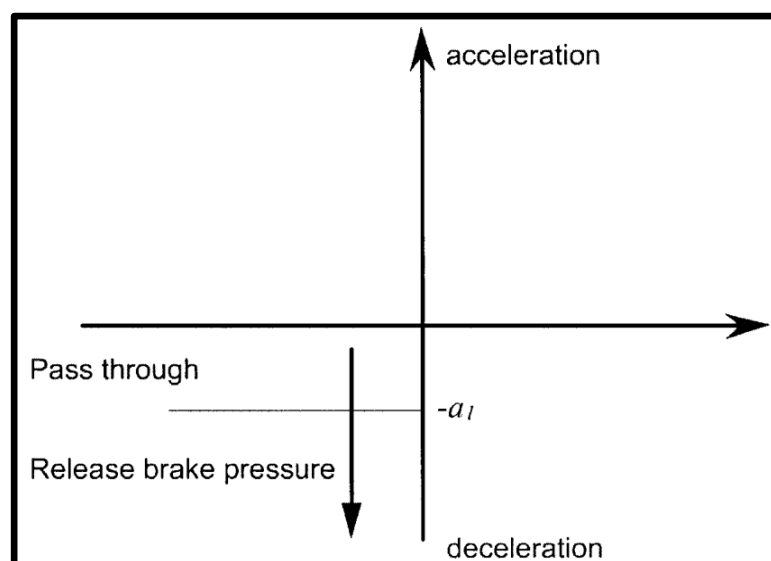


Figura 2-12 Deceleración durante el 2^o ciclo de frenado y consecuentes [13]

Estos algoritmos también funcionan para evitar el deslizamiento durante la arrancada. Cuando la rueda acelera demasiado al comenzar la marcha, superando en este caso el valor de a_4 , la presión de los frenos se incrementa independientemente de que el conductor quiera o no para prevenir una sobre aceleración de la rueda. En el momento que la aceleración cae por debajo de a_3 ($V_R < -a_3$), el conductor recupera la acción de los frenos [9].

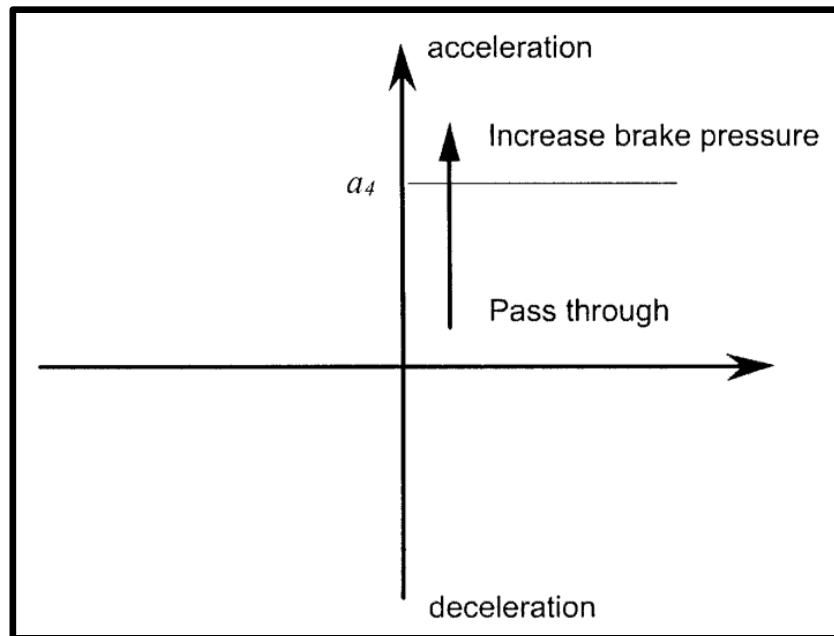


Figura 2-13 Aumento de aceleración [13]

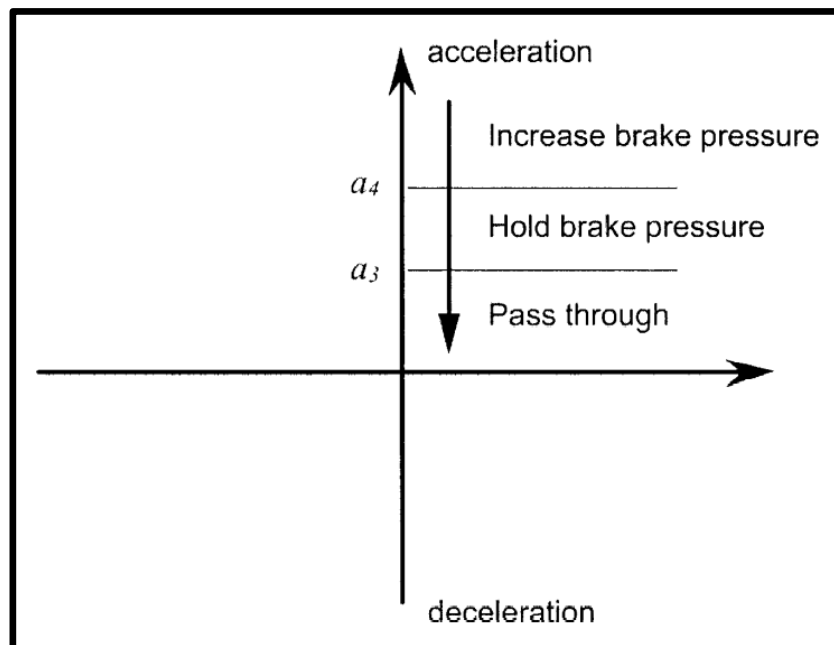


Figura 2-14 Decremento de la aceleración [13]

2.3.3 Control de estabilidad

Hasta ahora, solo se ha planteado la frenada como la acción de detener por completo un vehículo en una línea recta lo antes posible (frenado de emergencia). Pero lo cierto es que esta situación no es la más común. Sin embargo, al encontrarnos en una trayectoria curva, la aparición del deslizamiento o la necesidad de frenar harán que el vehículo varíe su trayectoria original suponiendo un peligro para la seguridad.

En la Figura 2-15 se puede observar como la velocidad de traslación (en azul) tiene la misma dirección de avance que antes de producirse el giro de la rueda, sin embargo, esta al estar bloqueada, deja de existir velocidad de rotación. Como resultado, la rueda desliza completamente sobre la superficie, y, por tanto, surge una fuerza de igual dirección y sentido contrario a la velocidad de traslación. Se trata de la fuerza de rozamiento (en amarillo). Llegado este punto, es independiente cuantos grados esté girada la rueda ya que no se va a conseguir tracción en la dirección deseada y, en consecuencia, no hay control sobre la dirección del coche, éste continuará en línea recta. Se plantea entonces una situación peligrosa al necesitar frenar bruscamente y girar para evitar un obstáculo.

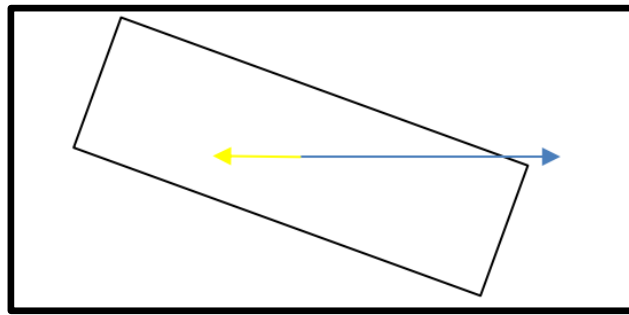


Figura 2-15 Diagrama de F traslación y F rozamiento al girar el volante con la rueda bloqueada [11]

También puede ocurrir que debido a factores externos tales como la meteorología o el vertido de algún elemento sobre la carretera produzca una diferencia de tracción en alguna de las cuatro ruedas produciéndose así un par de tracción sobre el coche que lo haga girar de forma brusca e incontrolada. Para entender dicha explicación, véase la Figura 2-16. Las cuatro ruedas soportan el mismo peso por igual P , pero el coeficiente de rozamiento de cada una de ellas es distinto μ y por tanto tendrán distintas fuerzas de rozamiento (en rojo para cada rueda). Esto se traduce en un torque, sobre la totalidad del coche que le haría girar de forma descontrolada en sentido contrario a las agujas del reloj (en naranja).

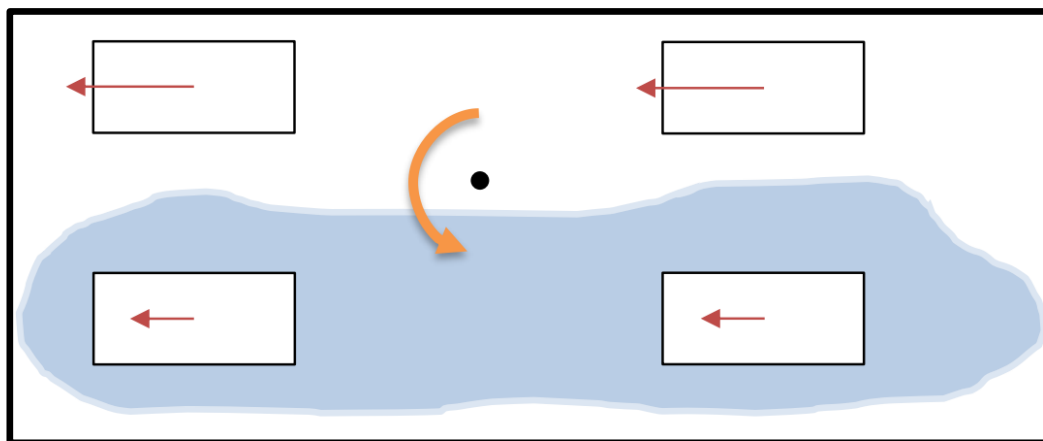


Figura 2-16 . Diagrama de fuerzas de rozamiento y par de fuerzas sobre las cuatro ruedas de un vehículo a diferentes niveles de tracción [11]

Es aquí donde aparecen los sistemas de control de estabilidad. Un sistema de seguridad activa que centraliza las funciones del ABS y el control de tracción². El control de estabilidad previene a los vehículos de derrapar o trompear y, desde hace varios años, es comercializado por distintas compañías automovilísticas. Cuando hablamos de control de estabilidad hacemos referencia al control de guiñada (*Yaw Stability Control*) o al control de estabilidad electrónico, el cual recibe gran variedad de nombres en función del fabricante como, por ejemplo, VSA (*Vehicle Stability Assit*), VDC (*Vehicle Dynamis Control*), VSC (*Vehicle StabilityControl*), ESC (*Electronic Stability Control*), DYC (*Direct Yaw Control*) o el conocido ESP (*Electronic Stability Program*) de Mercedes-Benz.

La Figura 2-17 muestra esquemáticamente cómo funciona el control de guiñada. La curva inferior representa una trayectoria de un vehículo tomando una curva sobre un pavimento seco y con alto coeficiente de rozamiento entre el piso y el neumático. En este caso debido al coeficiente de rozamiento, el vehículo tiene la suficiente fuerza lateral para conseguir describir trayectoria deseada. En caso de que el giro fuera demasiado cerrado y el eje trasero perdiera adherencia, surgiría un fenómeno conocido como sobreviraje³ que ocasionaría que las ruedas traseras deslizaran hacia el exterior haciendo trompear el vehículo. Por el contrario, si el coeficiente de rozamiento es muy bajo o la velocidad a la que se pretende tomar la curva muy elevada, el vehículo no seguirá la trayectoria deseada por el conductor, sino que esta será mucho más larga (menor curvatura) tal y como se muestra en la curva superior de la Figura 2-17. Esto se conoce como subviraje⁴. El control de guiñada intentará ajustar la velocidad del vehículo a la necesaria para describir la curva prevista por el conductor. Pero si, aun así, el coeficiente de rozamiento no es suficiente para recuperar la trayectoria original, el control de guiñada solo recuperará parcialmente la dirección, trazando un recorrido intermedio (curva central de la Figura 2-17).

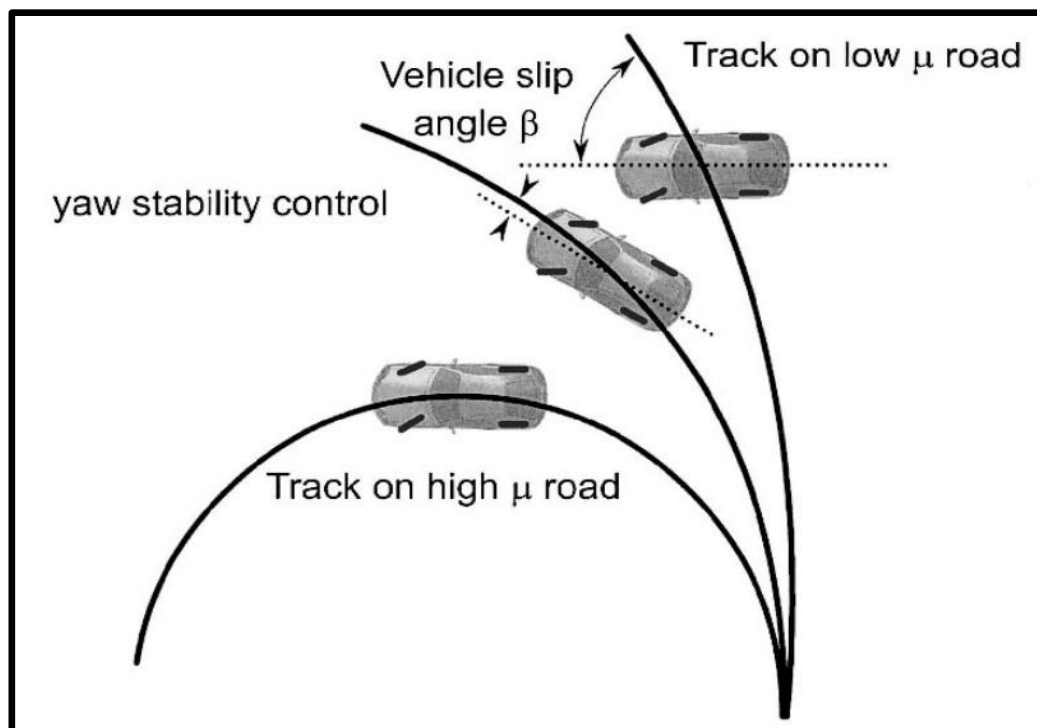


Figura 2-17 Funcionamiento del control de guiñada [15]

² El control de tracción es un subsistema del ABS que actúa en el caso anteriormente mencionada de pérdida de adherencia al iniciar la marcha de un vehículo.

³ El sobreviraje es un fenómeno que ocurre comúnmente en coches de tracción trasera.

⁴ El subviraje es más común en coches de tracción delantera.

La principal motivación que ha llevado a desarrollar los sistemas de control de guiñada es el hecho de que el comportamiento del vehículo en su límite de adherencia con la superficie es muy diferente a su comportamiento normal. Cuando se alcanza este límite de adhesión y el deslizamiento comienza a ser muy elevado, la eficacia del control de guiñada para realizar cambios en la dirección y corregir la trayectoria se ve ampliamente reducida. Por ejemplo, en una carretera seca el control del vehículo se pierde para ángulos de deslizamiento⁵ mayores de 10°. Sin embargo, en una carretera cubierta de hielo el control se perderá a partir de ángulos de deslizamiento de 4° [16].

Debido a este comportamiento impredecible anteriormente mencionado, los conductores se encuentran ante una gran dificultad para controlar el vehículo cuando se da esta situación [16] [17]. En primer lugar, porque para el conductor le es imposible determinar cuando el coeficiente de rozamiento cambia (aparición de hielo, charcos, etc.). Además, cuando el vehículo comienza a deslizarse, suele sorprender al conductor haciendo que este reaccione erróneamente girando la dirección más de lo debido. Finalmente, en situaciones de tráfico es necesario que la reacción sea instantánea para evitar daños colaterales. El control de guiñada es un sistema intrusivo que reduce la desviación del vehículo de su comportamiento normal previniendo el aumento del ángulo de deslizamiento.

Actualmente existen tres tipos de sistemas de control de estabilidad para el control de guiñada:

1) Sistemas de frenada diferencial

Utilizan el sistema ABS del vehículo para aplicar la fuerza de frenado de manera diferencial entre el lado derecho e izquierdo para controlar la guiñada.

2) Sistemas "Steer-by-Wire"

Sistema que modifica el ángulo de giro del volante para corregir la trayectoria.

3) Sistema de distribución activa de torque

Utilizan diferenciales y la tecnología AWD (*All Wheel Drive*) para controlar de manera independiente el par de cada rueda y poder así controlar el ángulo de deslizamiento.

Con diferencia, el primer sistema ha sido el que más atención ha recibido por parte de los investigadores y el que más se ha implementado en la fabricación de vehículos [18] [19].

2.4 Introducción a la teoría del control automático

Los controles automáticos tienen una incidencia cada vez más importante en nuestra vida diaria. Estos controles van desde los más simples, como los que hacen funcionar un tostador, hasta los más complejos, que se incorporan en toda clase de vehículos (espaciales, aviones, automóviles, etc.).

Un conocimiento de la teoría de control proporcionará una base sólida para entender el comportamiento de sistemas dinámicos, y muchos conceptos de dicha teoría se usarán en encontrar la solución más idónea al problema de la frenada.

2.4.1 Definiciones

El control es la acción o el efecto de poder decidir sobre el desarrollo de un proceso o sistema. También se puede entender como la forma de manipular ciertas variables para conseguir que estas u otras variables actúen de la forma deseada. Desde un enfoque interdisciplinario, la teoría del control es una combinación de diferentes campos de la ingeniería y las matemáticas, que tiene que ver con el comportamiento de sistemas dinámicos y dispositivos.

⁵ El ángulo de deslizamiento es el que forma la dirección a donde apuntan las ruedas y la trayectoria que realmente sigue el vehículo.

A continuación, se definen una serie de términos necesarios para introducirnos en la teoría del control automático [20]:

1) Planta

La planta es cualquier objeto físico que puede ser controlado. Puede ser un equipo, o simplemente un conjunto de piezas de una máquina funcionando juntas, cuyo objetivo es realizar una operación determinada. En nuestro caso la planta será nuestro vehículo modelado en CarSim.

2) Proceso

Un proceso se entiende como una operación o un conjunto de pasos que siguen una secuencia determinada, que producen una serie de cambios graduales que llevan de un estado a otro, y que tienden a un determinado resultado final. Nuestro proceso será la frenada ya que es la operación que se va a controlar.

3) Sistema de control

Un sistema es una combinación de componentes físicos que actúan conjuntamente, con un determinado objetivo a cumplir. La planta junto al proceso, conforman un sistema. Un sistema de control debe ser capaz de comandar, dirigir o regular dinámicamente asimismo o a otro sistema.

4) Entrada de un sistema de control

La entrada de un sistema es la variable elegida encargada de la excitación del mismo. En un sistema de control, es la variable que mediante su manipulación el sistema logra cumplir su objetivo. Estas variables que ingresan son independientes de cualquier otra variable interna del mismo.

5) Salida de un sistema de control

La salida de un sistema es la variable elegida de tal modo que se utiliza para analizar los efectos que produjo una excitación en la entrada del mismo. En un sistema de control, es la variable que mediante su estudio se analiza si el sistema cumple o no con los objetivos propuestos.

6) Sensores

Estos dispositivos se encargan de medir diferentes propiedades y/o magnitudes.

7) Actuadores

Los actuadores son componentes que en función de las entradas interactúan con la planta de una manera concreta para conseguir las salidas que queremos. En ocasiones, la planta y los actuadores constituyen un único bloque.

8) Algoritmos

Son el conjunto de operaciones mediante las cuales se lleva a cabo el control del sistema.

9) Realimentación

La realimentación es una propiedad de los sistemas que permite comparar cualquier variable de salida con la variable de entrada o con cualquier otro componente del mismo. En general se dice que la realimentación existe cuando existe una secuencia cerrada de relaciones causa-efecto entre las variables del sistema. Existen dos tipos de realimentaciones, su diferencia reside en la forma de comparar las variables. Tenemos realimentaciones positivas (ambas variables de igual signo) y negativas (variables de signos contrarios). Estas últimas son las más utilizadas en el control ya que modifican las características del sistema sin realimentar. Los rasgos principales de la realimentación negativa son el aumento de la exactitud, reducción de los efectos de la no linealidad y la distorsión, aumento del ancho de banda, disminución de la ganancia del sistema y que el sistema tiende a ser más estable.

10) Perturbaciones

Una perturbación es una señal que afecta negativamente al valor de salida del sistema. Si esta se produce dentro de este, se denomina interna, mientras que, si se genera fuera del sistema, se denominará perturbación externa.

11) Fluctuaciones

Son variaciones a las propiedades del sistema.

12) Control de realimentación

En presencia de perturbaciones, el control de realimentación tiende a disminuir la diferencia entre los valores de entrada y salida. Ha dicha diferencia se le denomina error.

2.4.2 Tipos de actuadores

Un actuador es un dispositivo capaz de generar una fuerza para provocar un cambio de posición, velocidad o estado sobre un elemento mecánico, a partir de la transformación de energía. En nuestro caso, serán los encargados de convertir la información proporcionada por el controlador en una respuesta física sobre el mecanismo del freno, ya sea este de tambor, zapata, cinta o disco.

Por el tipo de energía utilizada los actuadores se clasifican en neumáticos, hidráulicos y eléctricos. Por el tipo de movimiento que generan se clasifican en actuadores lineales y rotativos, pero en nuestro caso solo nos será de utilidad el estudio de los primeros [21].

2.4.2.1 Actuadores eléctricos

Los actuadores eléctricos transforman la energía eléctrica en energía mecánica. De los 3 tipos de actuadores mencionados, estos son los que se usan con mayor frecuencia, ya que la energía se encuentra en la red de distribución eléctrica mientras que los otros dos necesitan compresores para generar la misma.

Los actuadores eléctricos se basan en el principio de funcionamiento en el cual se establece que, si un filamento conductor por el cual circula una corriente eléctrica se sitúa dentro de la acción de un campo magnético, dicho filamento experimenta una fuerza electromagnética perpendicular a las líneas de acción del campo. Con el fin de aumentar la magnitud de esta fuerza, el actuador está constituido por un gran número de filamentos conductores conocidos como espiras. La corriente que circula a través de las espiras, que adquiere propiedades magnéticas provocando un movimiento circular en el eje del actuador gracias a la interacción con los polos y produciendo así energía mecánica.

En función del tipo de corriente que alimente el actuador estos pueden ser de corriente continua o de corriente alterna siendo los primeros los más habituales en el mundo del automóvil ya que todos los sistemas de este son alimentados por corriente continua.

2.4.2.2 Actuadores neumáticos

Los actuadores neumáticos transforman la energía acumulada del aire comprimido en trabajo mecánico. El aire comprimido constituye una forma de energía mecánica que se puede almacenar para ser utilizada con posterioridad. Sobre el aire contenido en un recipiente cerrado (cámara hermética) se ejerce una fuerza y la sobrepresión generada puede ser utilizada para generar una fuerza o desplazamiento sobre algún elemento mecánico.

Los actuadores de este tipo suelen ser cilindros neumáticos, que por lo general inducen un movimiento lineal de algún elemento mecánico (ej. zapata) que conforma un sistema integral que interactúa con otro dispositivo (ej. rueda) con la finalidad de automatizar un proceso (ej. frenar).

Los cilindros neumáticos pueden ser de simple o doble efecto. Su diferencia reside en que los primeros solo disponen de una entrada de aire comprimido para desplazar el elemento móvil (vástago) en un solo sentido y los segundos de dos, para realizar un trabajo tanto de salida como de retroceso.

2.4.2.3 Actuadores hidráulicos

El funcionamiento de los actuadores hidráulicos es muy semejante al de los actuadores neumáticos, ya que ambos son dispositivos que transforman la energía almacenada de un fluido a presión en trabajo mecánico en movimiento rectilíneo, pero a diferencia de los primeros, el fluido no es aire sino aceite mineral. La principal ventaja de estos actuadores es su relación potencia/peso.

En los sistemas hidráulicos, la energía se transmite a través de un sistema de distribución compuesto por tubos y mangueras. Esta energía es proporcional al caudal y a la presión del aceite que circula por el sistema. Las propiedades del fluido empleado en los actuadores hidráulicos definen una serie de diferencias importantes en su funcionamiento con respecto a los actuadores neumáticos. A diferencia del aire, el aceite tiene un bajo valor de compresibilidad, lo implica un movimiento más suave del vástago. Esta misma propiedad es la responsable de que en la hidráulica, se pueda trabajar con presiones mayores (hasta 4000 psi) permitiendo incrementar la fuerza de trabajo hasta en 25 veces la de un actuador neumático. Los actuadores hidráulicos presentan también más estabilidad frente a cargas estáticas sin aporte de energía. Otro aspecto importante es sus características de autolubricación y robustez.

No obstante, los actuadores hidráulicos presentan ciertos inconvenientes como, por ejemplo, la existencia de fugas debido a las altas presiones de trabajo en el circuito. Además, su instalación es mucho más complicada y costosa debido a la necesidad de equipamiento como filtro de partículas, purgadores, sistemas de refrigeración y unidades de control.

Los cilindros hidráulicos también reciben el nombre de motores lineales y de forma análoga a los cilindros neumáticos existen dos tipos, de simple efecto y de doble efecto.

En virtud de que la mayoría de automóviles del mercado incorporan frenos accionados hidráulicamente, se explicara brevemente a continuación los principios que los hacen funcionar.

El sistema hidráulico de frenado transmite la fuerza ejercida por el conductor sobre el pedal del freno, amplificada previamente por el servofreno⁶, a los frenos para detener las ruedas. El sistema hidráulico está compuesto por el cilindro maestro (bomba) y los pistones alojados en los cilindros receptores (rueda). A mayor diferencia entre las áreas de los pistones, mayor fuerza de frenado se obtendrá. Al final del sistema encontramos las zapatas⁷ o las pastillas, en inglés, “*brake pads*”, que actuarán sobre el elemento que se encuentra en movimiento en conjunto con la rueda, ya sea la campana en los frenos de tambor o el rotor en los frenos de disco.

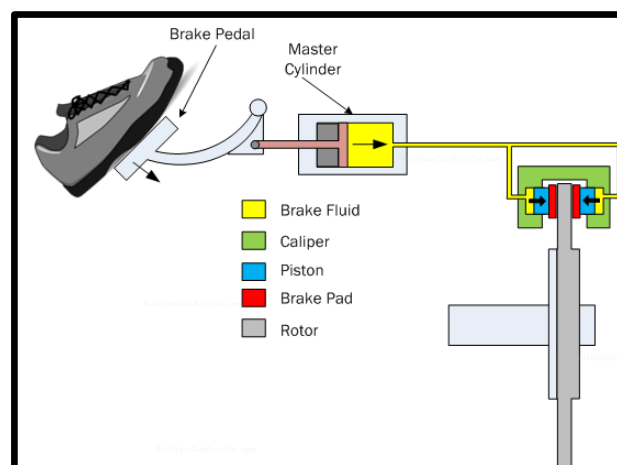


Figura 2-18 Sistema de freno de disco hidráulico [22]

⁶ El servofreno es un elemento amplificador, el cual ayudado por el motor crea una diferencia de presiones, vacío en un lado y presión atmosférica al otro que al accionar el freno colabora con el esfuerzo del conductor.

⁷ Las zapatas son otro amplificador que actúan como una palanca mecánica y su efecto es directamente proporcional a la longitud, entre el punto de apoyo (anclaje) y el punto en que se aplica la fuerza (del pistón).

Al accionar el pedal del freno, se fuerza a un pistón para moverse en el interior del cilindro maestro. Esto aplica presión a un líquido delante del pistón y lo obliga a pasar a través de los conductos de freno hacia los cilindros de ruedas. Cada cilindro de la rueda tiene dos pistones que están acoplados a cada una de las zapatas del freno mediante un pasador accionador. Por tanto, cuando el líquido es forzado al interior de los cilindros de las ruedas, los pistones resultan empujados hacia fuera y con ellos las zapatas o pastillas, poniéndolas en contacto con la campana o el rotor. Por ejemplo, en una disposición como la mostrada en la Figura 2-18, un empuje de 100 libras (7 kg/cm^2) sobre el pedal del freno producirá un empuje de 750 libras en el pistón, cuando se accionen los frenos por primera vez.

En la carrera de retorno, el líquido fluye desde los cilindros de las ruedas hacia el cilindro maestro. La tensión de los resortes de las zapatas o pastillas del freno fuerzan a estas para que se separen de la campana o rotor y de esta manera, empujan hacia adentro los pistones de los cilindros de las ruedas. Sin embargo, cierta presión queda atrapada en los conductos, debido a la válvula de retención al final del cilindro maestro. Esta presión sirve para reducir las posibilidades de que el aire penetre en el sistema.

2.4.3 Tipos de sistemas de control

Primero definiremos los dos tipos de sistemas de control, de lazo abierto y de lazo cerrado, para posteriormente realizar una comparación entre ambos.

2.4.3.1 Control de lazo abierto

Los sistemas de control de lazo abierto se caracterizan por tener una salida que ni se mide ni se realimenta para compararla con la entrada. En estos sistemas de control la salida no tiene efecto alguno sobre la señal o acción de control. La Figura 2-19 muestra cómo se implementa un sistema de control de este tipo.

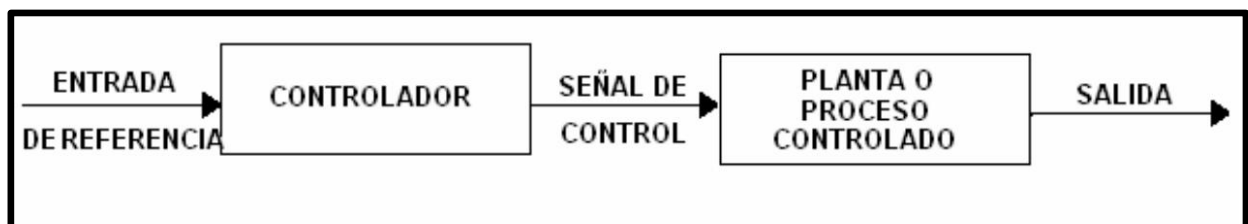


Figura 2-19 Sistema de control de lazo abierto [20]

Los elementos de un sistema de control de lazo abierto los podemos dividir en dos partes, controlador y proceso controlado. La señal de entrada se aplica al controlador, cuya salida actúa como una señal de control, la cual regula el proceso controlado, de tal forma que la variable de salida se comporte de acuerdo a ciertas especificaciones o estándares establecidos. En los casos más simples el controlador puede ser un amplificador, una unión mecánica o cualquier otro elemento. En casos más complejos, puede tratarse de una computadora o un microprocesador. En nuestro caso el controlador será la ECU.

La calibración es lo que determinará la exactitud de este tipo de sistemas. Calibrar significa establecer una relación entre la entrada y la salida con el fin de obtener del sistema la exactitud deseada. Los sistemas de lazo abierto son económicos, pero normalmente inexactos. Un sistema de control de lazo abierto es insensible a las perturbaciones tanto internas como externas, por consiguiente, son útiles cuando se tiene la seguridad que estas no actuarán sobre el mismo. En la práctica solo se acostumbra a usar el control de lazo abierto si la relación entre la entrada y la salida es conocida, y si no existen perturbaciones importantes. Los sistemas de control de lazo abierto son ineficaces. Sin embargo, gracias a su simplicidad y economía cumplen funciones muy útiles en muchas aplicaciones no críticas.

2.4.3.2 Control de lazo cerrado

Los sistemas de control de lazo cerrado se caracterizan porque la señal de salida debe ser realimentada y comparada con la de entrada, que sirve como referencia. Por tanto, se tiene que enviar una señal de control (proporcional a la diferencia entre entrada y salida) para disminuir el error y corregir la salida.

En estos sistemas de control la señal de salida tiene efecto directo sobre la acción de control. Los sistemas de control de lazo cerrado también reciben el nombre sistemas de control realimentados. Se denomina error del sistema a la diferencia entre la señal de entrada y la de salida. Dicho error, estimula el sistema para conseguir el valor deseado en la salida. En este tipo de sistemas si tenemos control sobre las perturbaciones a cambio de un mayor coste y una mayor inestabilidad a causa de las imperfecciones en los algoritmos.

La Figura 2-20 muestra la relación entrada-salida de un sistema de control de lazo cerrado.

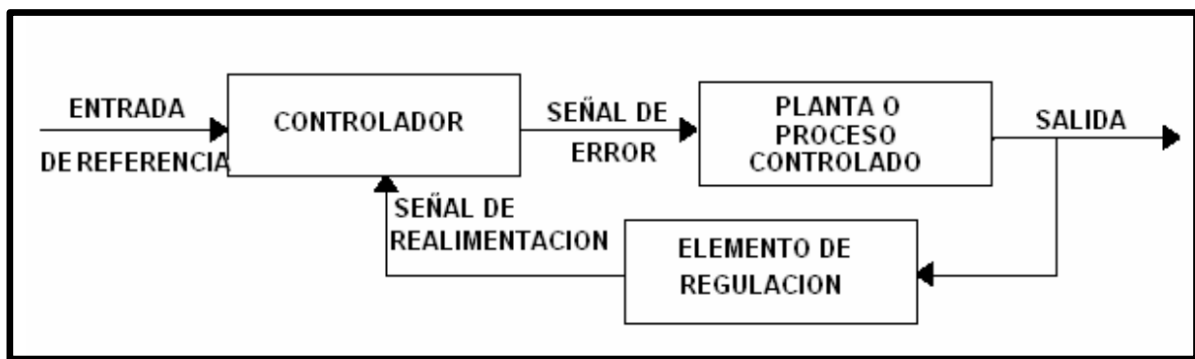


Figura 2-20 Sistema de control de lazo cerrado [20]

2.4.3.3 Comparación entre sistemas de lazo abierto y lazo cerrado

La ventaja de los sistemas de control de lazo cerrado respecto a los de lazo abierto es que al emplear de manera correcta la realimentación, se puede lograr que el sistema sea relativamente insensible a las perturbaciones tanto internas como externas. De esta manera se pueden emplear componentes más económicos, consiguiendo una mayor exactitud de control, mientras que utilizando un sistema de lazo abierto sería mucho más complicado.

Los sistemas de lazo abierto no suelen presentar problemas de estabilidad. Sin embargo, en los sistemas de lazo cerrado, la estabilidad siempre constituye un problema importante por la tendencia a sobre corregir errores, lo que puede introducir oscilaciones de amplitud constante o variable. En sistemas donde las entradas son conocidas y no existen perturbaciones, es preferible usar sistemas de control de lazo abierto. Los sistemas de control de lazo cerrado se deben usar sí o sí en sistemas que estén sometidos a perturbaciones externas.

2.4.4 Fundamentos matemáticos

Un sistema de control está gobernado por ecuaciones diferenciales. Por ejemplo, un sistema mono variable, donde x es la entrada e y es la salida la ecuación diferencial puede ser el que se presenta a continuación en la fórmula (2.5):

$$a_n \cdot y^1 + a_{n-1} \cdot y^{n-1} + \dots + a_1 y + a_0 = b_n \cdot x^n + b_{n-1} \cdot x^{n-1} + \dots + b_1 x + b_0 \quad (2.5)$$

Los coeficientes a ; y b ; son los llamados parámetros del sistema. No debemos confundir las variables con los parámetros. Las variables como su nombre lo indica, son magnitudes cambiantes en el tiempo, las cuales determinan el estado de un componente, bloque o sistema. (tensión, intensidad de corriente, velocidad, temperatura, etc.). Los parámetros son magnitudes que pueden permanecer constantes o variar según sea el sistema. Los mismos reflejan las propiedades o características inherentes de los componentes (masa, inductancia, capacitancia, resistencia, conductividad, constante de elasticidad, flujo volumétrico, etc.).

Cuando los parámetros no varían con el tiempo, es decir, son estacionarios, se considera un sistema invariante con el tiempo. Por el contrario, si los parámetros si varían con el tiempo, se denomina sistema variable con el tiempo.

Los primeros estudios sobre los sistemas de control se basaban en la solución de ecuaciones diferenciales por los medios clásicos. Salvo en algunas excepciones (casos simples), el análisis por esta vía era pesado y no indicaba fácilmente que cambios deben hacerse para mejorar el comportamiento del sistema. El empleo de la transformada de Laplace (fórmula 2.6) simplificó este análisis. El artículo de Nyquist, publicado en 1932 trata de la aplicación de los cálculos en el proyecto de amplificadores realimentados basados en la respuesta frecuencial en régimen permanente. Este trabajo fue ampliado por Black y Bode. Hall y Harris aplicando entonces éste estudio de respuesta frecuencial a los sistemas realimentados aumentaron considerablemente el valor de la teoría de control como una disciplina nueva. Otro avance se logró en 1948 cuando Evans presentó su teoría del lugar de las raíces. Esta teoría ofrece una visión gráfica de las propiedades de estabilidad de un sistema y permite el cálculo gráfico de la respuesta frecuencial [20].

$$F(s) = \mathcal{L} \{f(t)\} = \int_0^{\infty} e^{-st} f(t) dt \quad (2.6)$$

En distintas fases del análisis lineal se emplean modelos matemáticos. Primero se describe un sistema físico, compuesto por un conjunto de ecuaciones matemáticas, y posteriormente estas se transforman para lograr un determinado modelo matemático. Una vez conseguido esto, el modelo puede analizarse sea cual sea su naturaleza. Todo este proceso tiene cierto error y disminuirlo requeriría modelos más complejos.

2.5 Sistemas lineales

Los sistemas de control de acuerdo con los métodos de análisis y diseño se pueden clasificar en sistemas lineales y no lineales. Estrictamente hablando, los sistemas lineales no existen en la práctica, ya que todos los sistemas físicos presentan características no lineales de algún tipo. Cuando las magnitudes de las señales en un sistema de control están limitadas en intervalos en los cuales los componentes del sistema exhiben una característica lineal, el sistema es esencialmente lineal. Para sistemas lineales, existe una gran cantidad de técnicas analíticas y gráficas, como el control clásico (basado en sistemas de control realimentados), que está enfocado al análisis y diseño de sistemas lineales de manera simplificada [23].

Un sistema se considera lineal desde el punto de vista físico, si al analizar la respuesta de este, su salida sigue fielmente los cambios producidos en la entrada. La inmensa mayoría de los sistemas de control lineales, la salida debe tener la misma forma que la entrada. En los casos donde esto no ocurra, para seguir considerándolo como un sistema lineal, la salida deberá reflejar los mismos cambios generados en la entrada. Por ejemplo, un integrador puro, es un operador lineal que, ante una entrada escalón, produce una señal rampa a la salida (entrada $\neq$ salida), pero si la entrada escalón varía al

multiplicarla por una constante, la rampa de salida se verá modificada en la misma proporción. Los sistemas lineales dependen de dos propiedades:

- 1) Si las entradas están multiplicadas por una constante, las salidas también lo estarán.
- 2) Se puede aplicar el principio de superposición.

El principio de superposición (fórmulas 2.7 y 2.8) se da en sistemas como el mostrado en la Figura 2-21, donde habiendo más de una variable de entrada, se puede obtener la salida total del sistema como la suma de las salidas parciales, que resultan de aplicar cada entrada por separado, haciendo las demás cero.

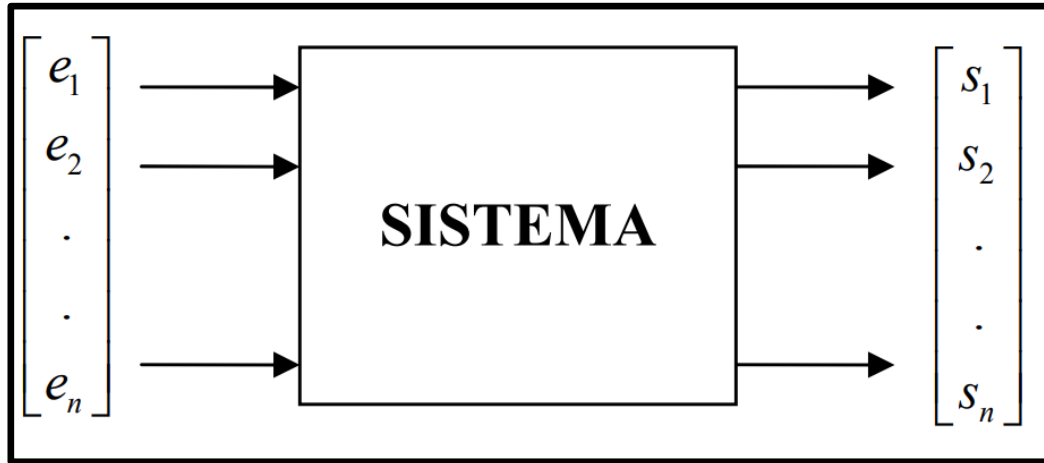


Figura 2-21 Sistema lineal multivariable [23]

$$S_{Total} = S_1 + S_2 + \dots S_n \quad (2.7)$$

$$S_{Total} = FT_1|e_2, \dots, e_{n=0} * e_1 + FT_2|e_1, \dots, e_{n=0} * e_2 + \dots + FT_n|e_1, \dots, e_{n-1=0} * e_n \quad (2.8)$$

Dicho de otra manera, si el sistema es excitado por más de una entrada a la vez, por ejemplo, $e_1(t)$ y $e_2(t)$, siendo $S_1(t)$ la respuesta a la entrada $e_1(t)$ anulando $e_2(t)$, y $S_2(t)$ la respuesta a la entrada $e_2(t)$ anulando $e_1(t)$. La respuesta total del sistema $S(t)$ a la suma de las dos señales de entrada ($e_1(t) + e_2(t)$) actuando simultáneamente, es igual a la suma de las respuestas individuales de cada señal de entrada actuando por separado, es decir, tomando una entrada a la vez ($S_1(t) + S_2(t)$).

Matemáticamente los sistemas lineales están representados por ecuaciones diferenciales lineales. Estas ecuaciones son aquellas en donde la variable dependiente y todas sus derivadas son de primer grado y además los coeficientes de todos los términos tanto si son constantes como variables, solo depende del tiempo (t), que es la variable independiente.

2.5.1 Controladores lineales

Los controladores lineales han sido creados para determinar y minimizar los errores producidos al comparar el valor de referencia con el valor medido a la salida de un sistema lineal. Los controladores lineales clásicos son el PID, el LQR y el todo-nada.

2.5.1.1 PID

El control PID es uno de los más utilizados a nivel industrial, combina tres acciones: proporcional, integral y derivativa, ver en la Figura 2-22. Dependiendo de las aplicaciones que vaya a ser usado un controlador PID puede ser P, PI, PD o PID [24].

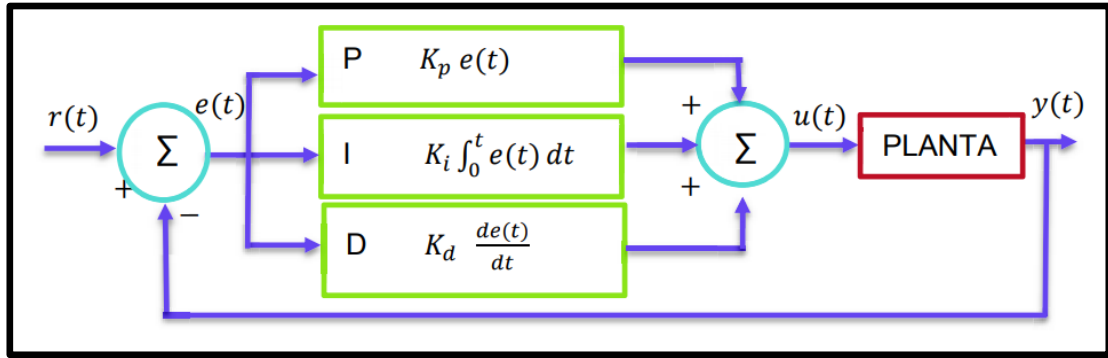


Figura 2-22 Controlador PID [25]

El control proporcional (P) es uno de los más sencillos, consiste en añadir al sistema una constante K_p conocida comúnmente como ganancia.

El control integral efectúa la acción correctora mediante la integral del error $e(t)$, permitiendo eliminar la señal del error en régimen permanente. Donde K_i se describe como una ganancia integral ajustable.

El control derivativo tiene como principal función anticiparse, es decir, corregir el error antes de que este crezca. Donde K_d es la ganancia derivativa. Si este parámetro no se calcula bien, puede llevar a la saturación del sistema.

Finalmente, la ley del control PID en función del tiempo está definida por la fórmula (2.9):

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(t) dt + K_d \frac{de(t)}{dt} \quad (2.9)$$

Siendo K_i la fórmula (2.10) la ganancia de la parte integral

$$K_i = \frac{K_p}{t_i} \quad (2.10)$$

y siendo K_d la ganancia de la parte derivativa.

$$K_d = K_p t_d \quad (2.11)$$

Siendo t_i la constante del tiempo de integración y t_d la constante de tiempo de derivación.

El ajuste de los valores de los parámetros K_p , K_i , K_d se conoce como sintonización, Ziegler y Nichols propusieron una serie de reglas para afinar los controladores PID. Los métodos que propusieron fueron el método de curvas de reacción y el método de oscilaciones sostenidas [25].

2.5.1.2 LQR

El control LQR (*Linear Quadratic Regulator*), es un método de control óptimo con el cual se asegura la estabilidad de un sistema en lazo cerrado a través de ganancias de realimentación. Este método busca minimizar una función de costo, la cual, se puede definir como la sumatoria de desviaciones de los valores reales medidos respecto a los deseados; de esta manera, lo que se pretende es encontrar aquellas ganancias del controlador que minimizan las desviaciones no deseadas [26].

2.5.1.3 Todo-nada

Cuando la precisión de la planta no es de vital importancia para su funcionamiento se utiliza este esquema de control. Se basa en la comparación de los valores medidos con un valor predeterminado, revisando que la variable de proceso está por encima o por debajo de un valor límite [27]. La señal de control es binaria (0 ó 1) es decir, totalmente encendida o apagada. Evidentemente, esto hará que la respuesta del control se haga más lenta (debido a la sobreoscilación de la variable de proceso) y menos precisa, lo cual desemboca, en el caso de aplicarlo en un sistema ABS, en que la adherencia del neumático a la carretera no sea la óptima.

Este tipo de controladores se utilizan en termostatos, ya que no requieren de un tiempo de reacción muy bajo y se pueden permitir la fluctuación de la variable de proceso.

2.6 Sistemas no lineales

Cuando las magnitudes de las señales se extienden más allá del intervalo de porción lineal, dependiendo de la severidad de la no linealidad, el sistema no se debe seguir considerando lineal. El juego entre dos engranajes acoplados, la característica de un resorte, la fuerza de fricción o el par entre dos miembros móviles son algunos de los efectos no lineales que se pueden encontrar en los sistemas de control. A menudo las características no lineales son introducidas en forma intencional en un sistema de control para mejorar su desempeño o proveer un control más efectivo. Por otro lado, los sistemas no lineales son difíciles de tratar en forma matemática, y no existen métodos generales disponibles para resolverlos. En el diseño de sistemas de control no lineales, es conveniente, primero diseñar el controlador basado en un modelo de un sistema lineal despreciando las no linealidades y posteriormente el controlador diseñado se aplica al modelo no lineal para su evaluación o rediseño.

Los sistemas no lineales son todos aquellos regidos por ecuaciones no lineales, por ejemplo, ecuaciones diferenciales con coeficientes que son función de la variable dependiente, ecuaciones diferenciales parciales, multiplicación entre variables, funciones senoidales con argumentos en función de la variable dependiente, o cualquier otro tipo de ecuación funcional [23].

En los sistemas físicos no lineales, si las no linealidades son suaves y el rango de operación del sistema es pequeño, el sistema puede ser aproximado por un modelo lineal entorno a un punto de trabajo determinado.

2.6.1 Controladores no lineales

Un controlador no-lineal puede transformar un problema no-lineal en uno lineal y por tanto permitir en un segundo paso la utilización de la teoría de control lineal [28]. A continuación, se expondrá una pequeña reseña histórica acompañada de una breve explicación de la estructura y el funcionamiento de los controladores en los que se centra nuestro trabajo, que no son otros que el Reset, SMC, MPC y adaptativo.

2.6.1.1 Reset

Un controlador Reset es simplemente un regulador convencional al que se ha dotado de un mecanismo que reinicie a cero u a otro valor, uno o varios de los estados del controlador. La condición que dispara la acción de reinicio suele ser el cruce por cero de la señal de entrada del controlador, si bien es cierto que otras alternativas existen [29]. La principal ventaja que obtenemos con el uso de estos controladores es reducir las oscilaciones de un 70% en un controlador lineal a casi un 40% con el controlador Reset (Figura 2-23) consiguiendo que el error converja a cero mucho más rápido y que el tiempo de establecimiento sea menor.

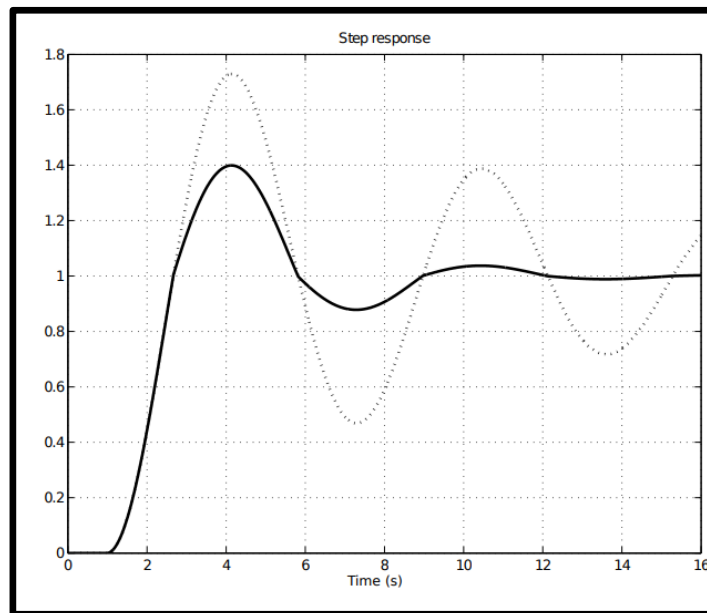


Figura 2-23 Controlador lineal vs controlador Reset [30]

La línea de puntos representa el comportamiento de un controlador lineal y la línea sólida el del controlador Reset. Se supera así la principal limitación de los sistemas lineales, que reside en que el sumatorio de las áreas bajo la curva tiene que ser igual a cero (fórmula 2.12).

$$\sum A_i = 0 \quad (2.12)$$

La primera aplicación existente está recogida en el influyente trabajo de J. Clegg [31]. En este trabajo, Clegg demostró las ventajas del control Reset comparado con el control lineal. El estudio del control Reset fue abandonado hasta el comienzo de los años 70 momento en el cual su estudio fue abordado por el grupo de investigación de Horowitz [32] [33]. En estos artículos se hizo hincapié en como este método de control puede ayudar a superar las limitaciones fundamentales que afectan a los sistemas lineales [34] [35]. Desde ese momento, el número de grupos de investigación interesados en este campo han proliferado significativamente.

Uno de los usos más recurrentes del controlador Reset, es integrarlo con un controlador proporcional integrador creando así un compensador PI+CI [36], que combina las ventajas de un compensador estándar con la acción complementaria de un integrador de Clegg. Este compensador permita obtener mejores resultados frente a las incertidumbres de la planta y a la saturación de los actuadores que un controlador tradicional.

2.6.1.2 SMC

Para resolver sistemas de control de primer orden, el controlador SMC (*Sliding Mode Control*) o control por modos deslizantes, es una técnica de control robusto derivada del control por estructura variable o VSC (*Variable Structure Controller*). Brinda una aproximación sistemática para el problema de mantener la estabilidad y un rendimiento consistente de cara a modelar imprecisiones. Gracias a su robustez controla sin problema las plantas con incertidumbres y no lineales. El control deslizante ha sido aplicado exitosamente en autómatas, vehículos submarinos, transmisiones y motores de vehículos, motores eléctricos de alto rendimiento y plantas de energía.

Los controladores SMC se rigen por una ley (fórmula 2.13) compuesta por dos partes. Una función equivalente o continua y una función “switching” o discontinua.

$$u(t) = \mu_c(t) + \mu_D(t) \quad (2.13)$$

Donde $\mu_c(t)$ es la función continua y $\mu_D(t)$ es la función discontinua. Para el diseño del SMC se define una superficie de deslizamiento $s(t)$, que represente la dinámica del sistema en lazo cerrado, para la cual se tiene una ecuación diferencial que actúe sobre el error como se observa en la formula (2.14).

$$s(t) = \left(\frac{d}{dt} + \lambda\right)^n e(t) \quad (2.14)$$

Donde n es el orden del sistema, λ es un parámetro de sintonización y $e(t)$ es el error. Cuando el sistema es de orden $n=1$, la formula (2.14) se convierte en la (2.15) [37].

$$s = \dot{e} + \lambda e \quad (2.15)$$

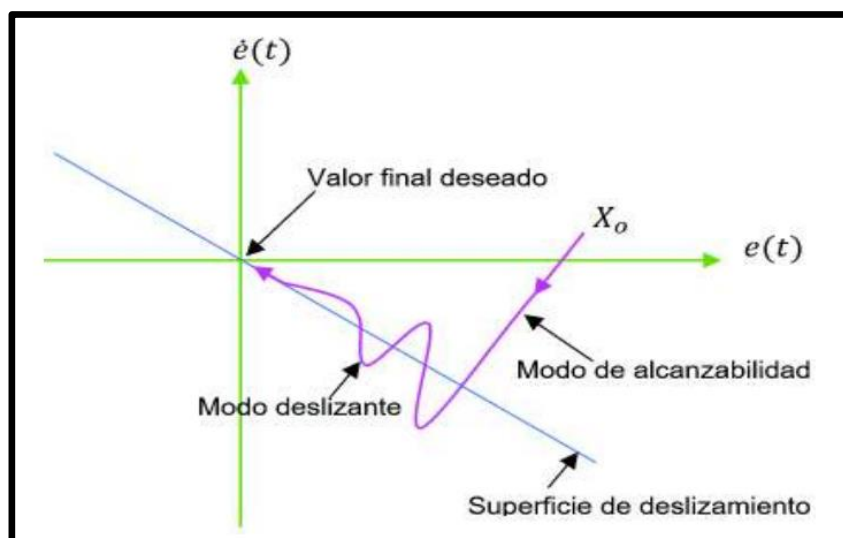


Figura 2-24 Interpretación gráfica de un SMC en el plano de fase del error y su derivada [38]

La función continua es la encargada de seguir la dinámica que sigue la superficie de deslizamiento. Para encontrar $\mu_c(t)$ se utiliza el molde matemático de la planta. El objetivo de esta parte es mantener $\dot{s}(t) = 0$, es decir, que el sistema este limitado a la superficie de deslizamiento [25].

La parte discontinua del controlador $\mu_D(t)$ es la responsable de forzar el error hacia la superficie de deslizamiento. Esta función contiene un elemento no lineal que actúa como un “switch” de la ley de control, permitiendo alcanzar la superficie de deslizamiento a gran velocidad [25].

Sin embargo, este tipo de controladores presentan un gran inconveniente conocido como “chattering”. Este fenómeno de oscilaciones de amplitud y frecuencia finitas indeseadas se origina cuando la pendiente de la recta de la función continua es demasiado pronunciada (alta frecuencia) causando la excitación de dinámicas sin modelar (imperfecciones) de la planta en un bucle cerrado que se repite continuamente. Las dinámicas sin modelar suelen ser parámetros que no se han tenido en cuenta.

Afortunadamente el “chattering” puede ser evitado sin requerir demasiados detalles del sistema de control. Para ello, se diseña un controlador SMC bajo una serie de hipótesis ideales y posteriormente se rediseña, previniendo este problema por distintos métodos. Evitar este fenómeno es de vital importancia para explotar al máximo los beneficios de esta clase de controladores en un sistema real. Por el contrario, si no es tratado correctamente, supondrá un gran obstáculo la hora de implementarlos [39].

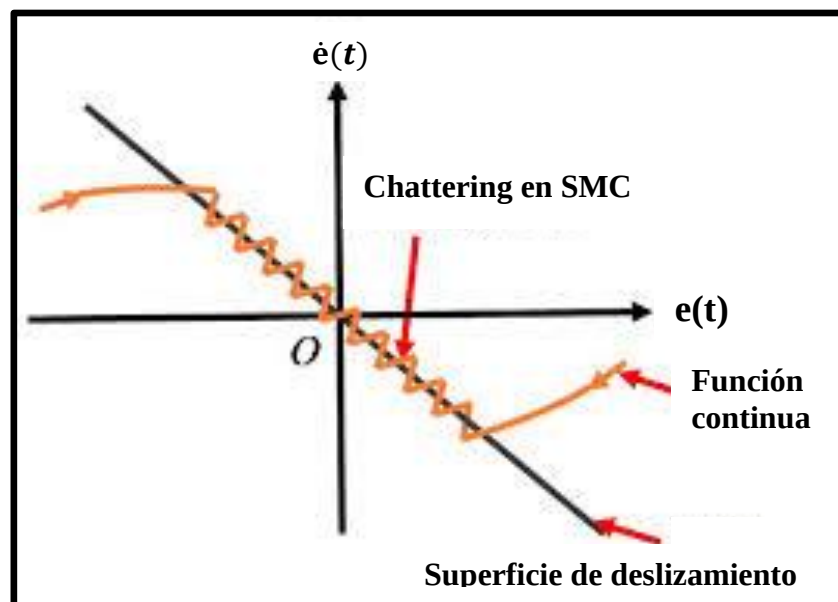


Figura 2-25 Interpretación gráfica de un SMC con chattering [40]

2.6.1.3 MPC

El Control Predictivo por Modelo (CPM), más conocido en inglés por el nombre de “*Model Predictive Control*” (MPC), es un método avanzado de control de procesos que ha sido utilizado en distintos campos de la industria como plantas químicas y refinerías de petróleo desde la década de 1980. En los últimos años también han sido utilizados para estabilizar sistemas de potencia [41].

Los controladores de este tipo se emplean en sistemas dinámicos. La ventaja principal del MPC es el hecho de que permite que la respuesta inmediata del controlador sea optimizada, mientras tiene en cuenta también las respuestas futuras. Esto se consigue optimizando un horizonte de tiempo finito, pero implementando una respuesta únicamente para la ranura de tiempo actual. Los controladores MPC tienen la capacidad de anticiparse a futuros acontecimientos y tomar las acciones de control pertinentes. Los controladores PID y LQR no poseen estas características.

La complejidad del algoritmo de control del MPC hace que, para plantas simples, no sea adecuado su uso y se recomienda el empleo de otro tipo de controladores más genéricos como el PID que proveen las acciones de control adecuadas. Sin embargo, algunas plantas dinámicas, como lo puede ser un

vehículo, son ejemplos difíciles de controlar con PID debido a los retrasos en el tiempo de gran magnitud y los comportamientos dinámicos de alto orden.

Los controladores MPC predicen los cambios en las variables dependientes del sistema y que a su vez son causados por cambios en las variables independientes. Estos utilizan las medidas instantáneas de la planta, el estado dinámico actual del proceso, del modelo, los límites y las variables objetivo para calcular cambios futuros en las variables dependientes. Estos cambios se calculan para mantener las variables dependientes cerca del objetivo mientras se cumplen las restricciones fijadas por el usuario en las variables tanto independientes como dependientes.

Pese a que muchos procesos reales no son lineales, a menudo pueden ser considerados como tales para un rango de operación pequeño, cuando las plantas lineales no son lo suficientemente precisas como para ser linealizadas, hay que buscar una opción alternativa de tratarlas.

Una de ellas es transformar las variables de proceso antes y/o después que el modelo en sí mismo para reducir las no-linealidades. Otra opción es controlar el proceso con un MPC no lineal. El modelo no lineal puede existir en la forma de un ajuste de datos empíricos (redes neuronales artificiales) o un modelo dinámico de alta fidelidad. El modelo no lineal puede ser linealizado para derivar en un Filtro de Kalman⁸ o para especificar un modelo para control MPC lineal.

Existen variantes robustas del Control Predictivo por Modelo que son capaces de considerar perturbaciones acotadas y prefijadas mientras se aseguran de que continúen cumpliendo las restricciones de estado.

2.6.1.4 Adaptativo

La idea principal del control adaptativo es estimar parámetros indeterminados de la planta de forma indirecta basándonos en las mediciones de las señales del sistema realizadas a la entrada de este. Por ende, el control adaptativo puede ser considerado como un sistema de control con parámetros estimados on-line. Pese a que se puede aplicar tanto a plantas lineales como no, están inherentemente ligados a las segundas.

Las investigaciones en el campo del control adaptativo comenzaron a principios de los años 50's de la mano del diseño de los pilotos automáticos de aviones de alto rendimiento, que operaban en un rango muy amplio de velocidades y altitudes y por tanto experimentaban una gran variación de parámetros. No fue hasta en la década de los 80's hasta que se desarrolló una teoría del control adaptativo coherente usando varias herramientas de la teoría del control no lineal. Estos avances se debieron básicamente gracias a la disponibilidad de elementos de computación avanzados que permitieron la aplicación práctica en numerosas áreas que se mencionan a continuación.

Generalmente se utilizan controladores adaptativos para mantener constante el rendimiento de un sistema en presencia de variaciones inciertas de los parámetros de la planta ya que sería inviable rediseñar esta continuamente. Esta variación indeterminada de parámetros ocurre en numerosos contextos industriales y para corregirla los controladores adaptativos son realmente útiles. Estas incluyen:

- Autómatas: este tipo de controladores permite a robots que mueven grandes cargas hacerlo a gran velocidad evitando que incógnitas como la inercia desestabilicen el sistema.
- Piloto automático en barcos: durante largas singladuras, los buques acostumbran a llevar un piloto automático que mantiene el rumbo constante, no obstante, el comportamiento dinámico del buque se ve afectado por muchos parámetros como la profundidad, la carga, el viento y el estado de la mar entre otros muchos. Los controladores adaptativos ayudan a reducir las pérdidas de energía por un uso excesivo del timón.

⁸ El filtro de Kalman es un algoritmo desarrollado por Rudolf E. Kalman en 1960 que sirve para poder identificar el estado oculto (no medible) de un sistema dinámico lineal sometido a ruido blanco aditivo.

- Control de aeronaves: el carácter dinámico de una aeronave depende de su altitud, velocidad y configuración. La variación promedio de estos parámetros puede llegar a ser de entre 10 y 50 veces durante un vuelo. Como se mencionó anteriormente los controladores adaptativos permiten obtener la máxima eficiencia de las aeronaves.
- Procesos de control: los modelos en procesos químicos y metalúrgicos los modelos son complejos y difíciles de obtener. Los parámetros que caracterizan cada proceso varían de un lote a otro. Además, las condiciones de trabajo son muy cambiantes como la vida de un reactor, el desgaste de los materiales, condiciones atmosféricas y ambientales. En estos procesos es donde es más importante aplicar el control adaptativo.

El control adaptativo también se aplica a otros ámbitos como la ingeniería biomédica o plantas energéticas. La mayoría de sus aplicaciones están destinadas a tratar con la inevitable e impredecible variación de parámetros. Sin embargo, tiene ciertas aplicaciones en procesos de control donde hay cientos de bucles de control para reducir el número de parámetros que han de ser sintonizados de manera manual incrementando la eficiencia y la practicidad ingenieril.

Para aumentar las percepciones acerca del comportamiento del controlador adaptativo y evitar dificultades matemáticas, asumimos que los parámetros de la planta son constantes para el diseño de este. En la práctica, estos parámetros si varían con el tiempo. Sin embargo, varían considerablemente despacio para considerar satisfactorios los resultados al considerarlo constantes. Si variasen con rapidez, se debería a un modelado incorrecto del sistema y habría que modificarlo.

La principal diferencia entre un controlador ordinario y uno adaptativo es que los parámetros de estos últimos son variables y existen mecanismos para ajustar de manera remota estos parámetros en función a señales del sistema.

En función a su construcción existen dos tipos de controladores adaptativos.

1) MRAC

Los controladores MRAC (*Model-Reference Adaptive Control*) están constituidos por cuatro elementos: la planta, el modelo de referencia, el controlador y el mecanismo de adaptación tal y como se puede ver en la Figura 2-26.

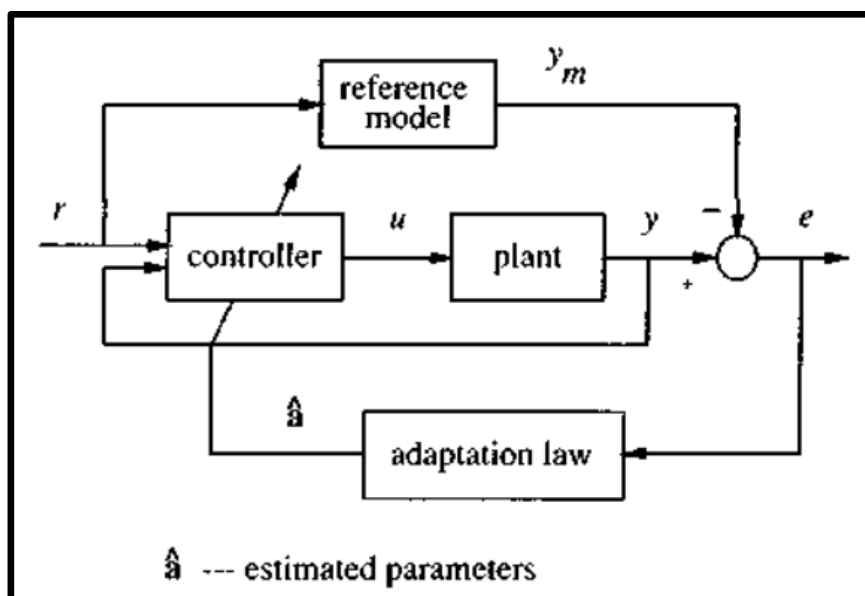


Figura 2-26 Diagrama de bloques de un controlador MRAC [42]

La planta es la estructura conocida, aunque los parámetros no lo sean. En plantas lineales se conoce el número de polos y ceros, pero no su disposición y en planta no lineales se conoce la estructura de las ecuaciones dinámicas, pero se desconocen los parámetros.

El modelo de referencia específica la respuesta ideal que debería dar el sistema y buscar el mecanismo de adaptación ajustando los parámetros.

El controlador contiene un conjunto de parámetros ajustables. Este debe tener una perfecta capacidad de seguimiento hasta conseguir conocer todos los parámetros de la planta. Es entonces cuando la respuesta de esta última es idéntica la del modelo de referencia.

El último elemento es el mecanismo de adaptación, se encarga de encontrar los parámetros del controlador que produzca una respuesta de la planta idéntica a la del modelo de referencia consiguiendo así convergir el error a cero. La principal diferencia con el resto de controladores reside en la existencia de este elemento.

2) STC

Los controladores STC (*Self-Tuning Controller*) son un tipo de controladores adaptativos que estiman los parámetros desconocidos de la planta gracias al acoplamiento del controlador a un estimador remoto. La ilustra la Figura 2-27 estructura esquemática de un controlador de este tipo.

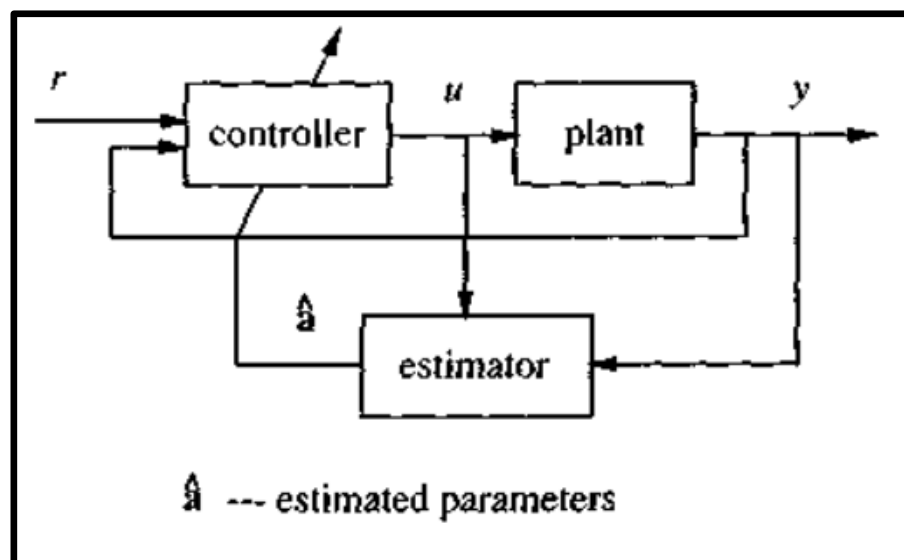


Figura 2-27 Diagrama de bloques de un controlador STC [42]

A cada instante de tiempo, el estimador envía al controlador una serie de parámetros estimados de la planta calculados basándose en la entrada u y en la salida y que ya han ocurrido. Con estos nuevos parámetros y las señales medidas a la entrada del sistema, el controlador genera una nueva entrada u que genera una nueva salida y , repitiéndose así el ciclo y actualizando los parámetros estimados que genera el estimador.

La estimación de parámetros se puede entender como el proceso de encontrar un conjunto de valores que encajen en la planta. La principal diferencia con los controladores MRAC es los parámetros se ajustan hasta que el error converja a cero. Este tipo de controladores se consideran controladores adaptativos indirectos debido a la necesidad de trasladar los parámetros estimados al controlador.

2.7 Modelos matemáticos de vehículos

A pesar de que un buen modelo puede dar una representación más fidedigna del comportamiento del coche, desde el punto de vista de control no es aconsejable su uso. Modelos muy complejos de vehículos, por ejemplo, un modelo con 8 grados de libertad, que incluyan todos los parámetros y variables, no son los más adecuados para el estudio del control debido a su complejidad y alta no linealidad. Conseguimos prácticamente la misma información con un modelo simplificado, orientado para el control del vehículo en una determinada maniobra a estudiar. Es por esto que para estas tareas de control se utilizan modelos dinámicos simplificados que poseen las características más importantes del vehículo [43].

Los modelos matemáticos de vehículos se pueden agrupar en tres grandes grupos, modelos longitudinales, modelos para el confort que se centran en el eje vertical y modelos para el análisis de estabilidad lateral que se centran en el eje lateral. En nuestro proyecto utilizaremos los primeros para el análisis de los controladores. Los parámetros básicos necesarios para definir estos modelos son el sistema de referencia, la diferencia entre la masa y las dimensiones [44].

2.7.1 Sistema de referencia

La carrocería del vehículo puede desplazarse libremente en un movimiento que se puede descomponer en 3 rotaciones y 3 traslaciones geométricas independientes (6 grados de libertad) respecto a los 3 ejes fijos que definen el espacio tridimensional.

Para la dinámica del vehículo se definen, según SAE (*Society of Automotive Engineering*), el sistema de referencia y movimientos de la Tabla 2-1.

Sistema de referencia		Desplazamiento		Ángulo	
O	Centro de gravedad				
OX	Contenido en el plano longitudinal que contiene a O y es perpendicular al plano de rodadura.	X	Longitudinal	φ	Balanceo
OZ	Perpendicular al plano de rodadura	Z	Vertical	ψ	Guiñada
OY	Forma con los anteriores un triedro orientado a derechas	Y	Lateral	θ	Cabeceo

Tabla 2-1 Parámetros del sistema de referencia [44]

Los movimientos del vehículo se definirán respecto a un sistema de referencia cartesiano a derechas con su origen en el centro de gravedad del vehículo, tal y como se puede ver en la Figura 2-28, y se moverá solidario con él. En cuanto a los ejes:

- El eje x tendrá la dirección longitudinal del vehículo y el sentido será el de avance del mismo.
- El eje z tendrá la dirección perpendicular a la calzada y sentido hacia abajo.
- El eje y será tal manera que los tres formen un triedro directo como se indica.

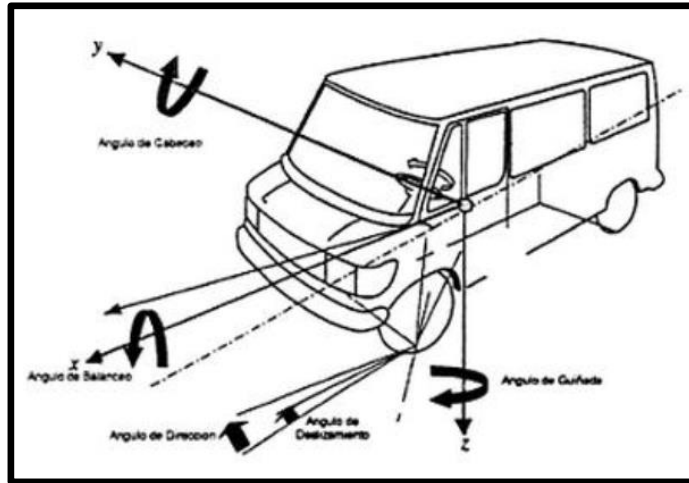


Figura 2-28 Sistema de referencia del vehículo [44]

Para estudiar el comportamiento de un vehículo es fundamental distinguir entre la masa suspendida y la masa no suspendida. La masa suspendida (m_s) es la parte de la masa total (m_{Tot}) que es soportada por la suspensión (motor, carrocería, chasis, pasajeros, etc.), mientras que la masa no suspendida abarca el resto de partes del vehículo (suspensión, dirección, frenos, etc.). El vehículo puede considerarse como una masa puntual situada en el centro de gravedad (cdg) siempre y cuando se asuma que este se comporta como un sólido rígido.

2.7.2 Dimensiones

Para la realización de este proyecto es necesario conocer previamente algunas de las características técnicas de los vehículos que se pueden observar en la Figura 2-29:

- Longitud del vehículo (l): es la distancia entre los planos verticales, perpendiculares al plano medio del vehículo, que tocan al vehículo por delante y por detrás.
- Anchura del vehículo (T): distancia comprendida entre dos planos paralelos al plano longitudinal medio del vehículo que tocan al vehículo por en los costados.
- Altura del vehículo (h): distancia entre el plano de apoyo y un plano horizontal que toca a la parte superior del vehículo.
- Batalla (d): distancia entre los ejes del vehículo, es decir, la distancia entre las perpendiculares que inciden sobre el plano longitudinal medio del vehículo a partir de los puntos contenidos en los ejes de las ruedas y en el plano medio de las ruedas. La distancia entre los ejes delanteros será T_f y la distancia entre ejes traseros será T_r .

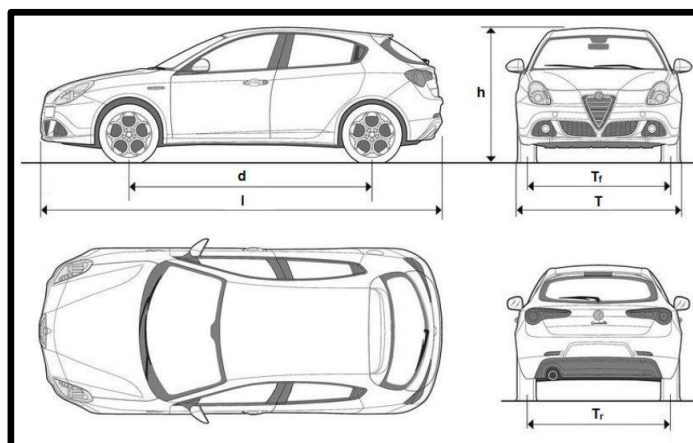


Figura 2-29 Dimensiones del vehículo [44]

2.7.3 Modelos longitudinales

El desarrollo de nuestro trabajo estará basado en torno a los modelos que se explicarán a continuación. Los modelos longitudinales presentan un comportamiento fidedigno a la realidad para maniobras de frenado y cálculos de balanceo longitudinal. Estos modelos ya fueron definidos con anterioridad por el A.N Solbes Saiz en su correspondiente trabajo de fin de grado [27].

2.7.3.1 Modelo un cuarto de vehículo

El modelo consiste en una rueda con una masa determinada, si la rueda se mueve, la fuerza de fricción sube debido al contacto neumático-carretera, generando una rotación que impulsa el vehículo hacia delante, en la dirección de avance.

El modelo puede ser descrito con las siguientes ecuaciones:

$$M\dot{v} = -F_x \quad (2.15)$$

$$J\dot{\omega} = rF_x - T_b \quad (2.16)$$

Donde M es la masa de un cuarto del vehículo, v es la velocidad del coche-suelo, ω es la velocidad angular de la rueda, F_x es la fuerza de fricción en el neumático, F_z es la fuerza vertical, T_b es el torque del actuador (Momento de frenado generado por el actuador), r es el radio de la rueda y J es el momento de inercia de la rueda. Con estos parámetros se puede representar el modelo de un cuarto de coche, como se puede ver en la Figura 2-30.

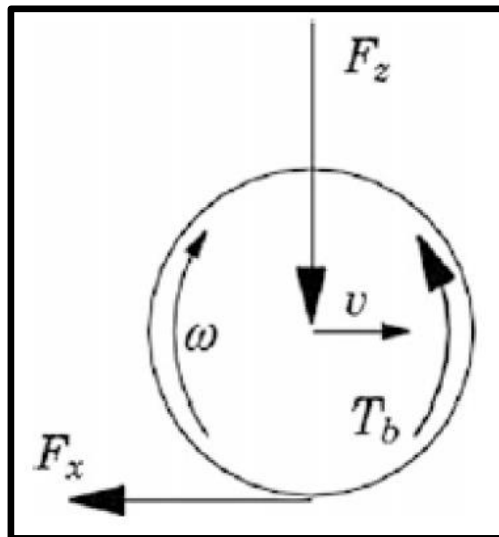


Figura 2-30 Representación del modelo ¼ [43]

Una de las cosas más importantes para el estudio del freno ABS es el deslizamiento o slip de la rueda, ya que con el sistema ABS se permite que la rueda deslice un mínimo. Este parámetro viene definido por la fórmula (1.1) correspondiente al deslizamiento.

La fuerza en el neumático F_x depende de la fuerza vertical y el coeficiente de fricción. El coeficiente de fricción a su vez depende del deslizamiento longitudinal (λ_x), el máximo valor del coeficiente de fricción (μh) y del ángulo de giro de las ruedas (α).

$$F_x = F_z \mu(\lambda_x, \mu_h, \alpha) \quad (2.17)$$

Si α es despreciable para un escenario de frenado longitudinal, y consecuentemente el deslizamiento longitudinal es más acusado que el deslizamiento lateral. Entonces la fuerza de rozamiento en una maniobra de frenado longitudinal se puede expresar como:

$$F_x = F_z \mu(\lambda_x, \mu_h) \quad (2.18)$$

2.7.3.2 Modelo medio vehículo (Half car)

Para el modelo medio coche no se consideran los efectos del giro de vehículo ni la pérdida aerodinámica para evitar complicar el modelo de estudio. El modelo se centra en explicar el movimiento longitudinal del vehículo (dirección x) [45] [46]. Además, este modelo es muy útil para explicar un fenómeno que ocurre como consecuencia de una frenada.

Cuando se actúa con el sistema de frenos, la fuerza propulsora se transforma en fuerza de inercia, que, aplicada sobre el centro de gravedad, sigue empujando al vehículo en el sentido de la marcha y crea un momento.

El efecto de este momento es un balanceo, véase en la Figura 2-31, de la masa del vehículo alrededor del centro de gravedad. Este balanceo varía el reparto del peso del coche sobre los ejes: sobrecarga el eje delantero y las ruedas del eje trasero son aliviadas de parte del peso que soportan.

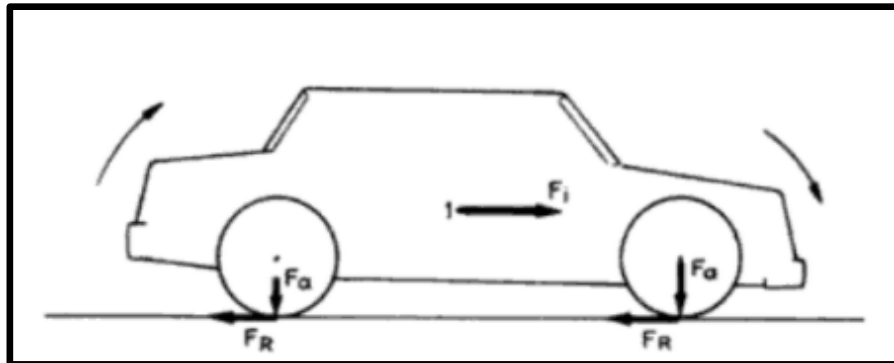


Figura 2-31 Esquema de la transferencia de carga [1]

Este fenómeno se denomina transferencia de carga; y se produce al actuar sobre el sistema de frenos. Entonces las ruedas delanteras apoyan con más fuerza sobre el firme, mientras que las traseras pierden apoyo. Así al aplicar los frenos se pueden realizar mayores esfuerzos sobre el asfalto con las ruedas delanteras y resulta más fácil bloquear las traseras, que soportan menor peso cuando se produce esta circunstancia.

Para diseñar los sistemas de frenos, hay que tener muy en cuenta este fenómeno, para anular los momentos y mantener el equilibrio del sistema. De lo contrario existiría una fuerza resultante que impulsaría el vehículo en la dirección y sentido de avance, llegando a producir un efecto perceptible y peligroso cuando su intensidad fuese mayor que la fuerza máxima de adherencia.

El modelo de medio vehículo es también conocido como el “modelo bicicleta”, como se muestra en la Figura 2-32. En este modelo, las ruedas izquierda y derecha delanteras se representan como una sola rueda. Del mismo modo, las ruedas traseras se representan como una sola rueda central.

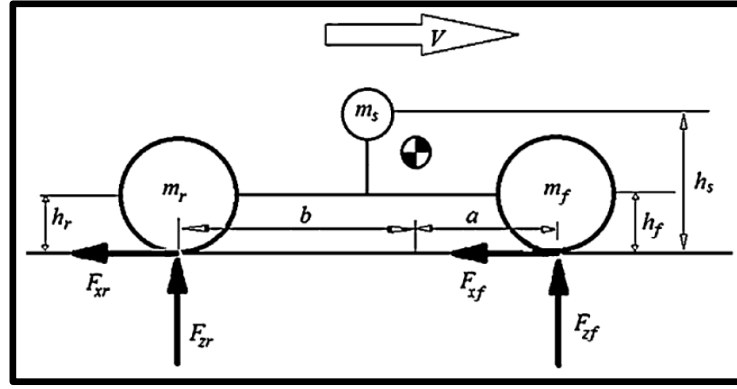


Figura 2-32 Representación del modelo ½ [43]

La fuerza total de tracción (F_{total}) es:

$$F_{total} = F_{xf} + F_{xr} \quad (2.19)$$

Donde F_{xf} y F_{xr} son las fuerzas longitudinales de contacto entre neumático y carretera y se definen como:

$$F_{xf} = \mu(\lambda_f)F_{zf} \quad (2.20)$$

$$F_{xr} = \mu(\lambda_r)F_{zr} \quad (2.21)$$

Siendo F_{zf} y F_{zr} las fuerzas normales y $\mu(\lambda_f)$ y $\mu(\lambda_r)$ los coeficientes de fricción en los ejes delantero y trasero respectivamente en ambos casos.

La fuerza normal puede ser considerada la diferencia entre distribución de masas del vehículo, la masa transferida del vehículo durante la aceleración y la deceleración.

La fuerza debida asociada a la distribución de masas del vehículo se puede formular como:

$$F_{zf1} = \frac{b}{a+b} M_{total} g \quad (2.22)$$

$$F_{zr1} = \frac{a}{a+b} M_{total} g \quad (2.23)$$

La segunda parte de la fuerza normal en la rueda delantera viene dada por el momento creado en la rueda trasera, que se puede calcular de la siguiente manera:

$$(a+b)F_{zf2} = (m_f h_f + m_s h_s + m_r h_r) \dot{v} \quad (2.24)$$

Por lo tanto, la fuerza derivada de la transferencia de masa es:

$$F_{zf2} = (m_f h_f + m_s h_s + m_r h_r) \frac{\dot{v}}{a + b} \quad (2.25)$$

Y del mismo modo, la fuerza en la rueda trasera es:

$$F_{zr2} = -(m_f h_f + m_s h_s + m_r h_r) \frac{\dot{v}}{a + b} \quad (2.26)$$

Las fuerzas normales en cada una de las ruedas son:

$$F_{zf} = F_{zf1} - F_{zf2} = \frac{b}{a + b} M_{total} g - (m_f h_f + m_s h_s + m_r h_r) \frac{\dot{v}}{a + b} \quad (2.27)$$

$$F_{zr} = F_{zr1} - F_{zr2} = \frac{a}{a + b} M_{total} g + (m_f h_f + m_s h_s + m_r h_r) \frac{\dot{v}}{a + b} \quad (2.28)$$

Y finalmente, la fuerza total es:

$$F_{total} = \mu(\lambda_f)(M_1 g - M_3 \dot{v}) + \mu(\lambda_r)(M_2 g - M_3 \dot{v}) \quad (2.29)$$

Siendo:

$$M_1 = \frac{b}{a + b} M_{total} \quad (2.30)$$

$$M_2 = \frac{a}{a + b} M_{total} \quad (2.31)$$

$$M_3 = \frac{(m_f h_f + m_s h_s + m_r h_r)}{a + b} \quad (2.32)$$

Si se usa el modelo de la rueda visto en la Figura 2-32 y se considera que la tracción del vehículo es delantera, el par del motor (T_m) solo actúa en esta rueda. Suponiendo que los momentos de inercia se suman en cada uno de los ejes, las ecuaciones del movimiento son:

$$M_{total} \dot{v} = -F_{total} \quad (2.33)$$

$$2J_f \dot{\omega}_f = -T_{bf} + \mu(\lambda_f) F_{zf} r + T_m \quad (2.34)$$

$$2J_r \dot{\omega}_r = -T_{br} + \mu(\lambda_r) F_{zr} r \quad (2.35)$$

Siendo r el radio de la rueda del coche y T_{bf} y T_{br} el par de frenado en el eje delantero y trasero del vehículo.

Se entiende que, en una maniobra de frenado, el par motor (T_m) es nulo. Y sustituyendo los valores de F_{zf} y F_{zr} .

$$\dot{\omega}_f = \frac{1}{2J_f} (-T_{bf} + \mu(\lambda_f)M_1gr - \mu(\lambda_f)M_3gr\dot{v} + T_m) \quad (2.36)$$

$$\dot{\omega}_r = \frac{1}{2J_r} (-T_{br} + \mu(\lambda_r)M_2gr - \mu(\lambda_r)M_3gr\dot{v}) \quad (2.37)$$

En este trabajo se va a controlar el slip (deslizamiento) de las ruedas, por lo tanto, se quiere que se pueda organizar el problema convenientemente de la siguiente manera, como se explica en [45].

$$x_1 = v \quad (2.38)$$

$$x_2 = \lambda_f \quad (2.39)$$

$$x_3 = \lambda_r \quad (2.40)$$

La dinámica del sistema se puede reescribir como:

$$\dot{x}_1 = \dot{v} = f_1 \quad (2.41)$$

$$\dot{x}_2 = \dot{\lambda}_f = \frac{f_1(1 - x_2) - f_2r + \frac{rT_{bf}}{2J_f}}{v} \quad (2.42)$$

$$\dot{x}_3 = \dot{\lambda}_r = \frac{f_1(1 - x_3) - f_3r + \frac{rT_{br}}{2J_r}}{v} \quad (2.43)$$

Con:

$$f_1 = f(x_2, x_3) = -g \frac{(\mu(x_2)M_1 + \mu(x_3)M_2)}{M_{total} - \mu(x_2)M_3 + \mu(x_3)M_3} \quad (2.44)$$

$$f_2 = f(x_2, x_3) = \frac{1}{2J_f} (\mu(x_2)M_1rg - \mu(x_2)M_3rf_1) \quad (2.45)$$

$$f_3 = f(x_2, x_3) = \frac{1}{2J_r} (\mu(x_3)M_2rg - \mu(x_3)M_3rf_1) \quad (2.46)$$

2.7.4 Modelos verticales

Los modelos verticales, también llamados modelos para el confort, pues se centran en estudiar todos los aspectos que afectan a la comodidad de los pasajeros, son aquellos que están basados en el eje vertical del vehículo (eje Z) y su acción tiene lugar en cualquier combinación de los planos XZ e YZ. Existen modelos verticales tanto de un grado como de dos grados de libertad.

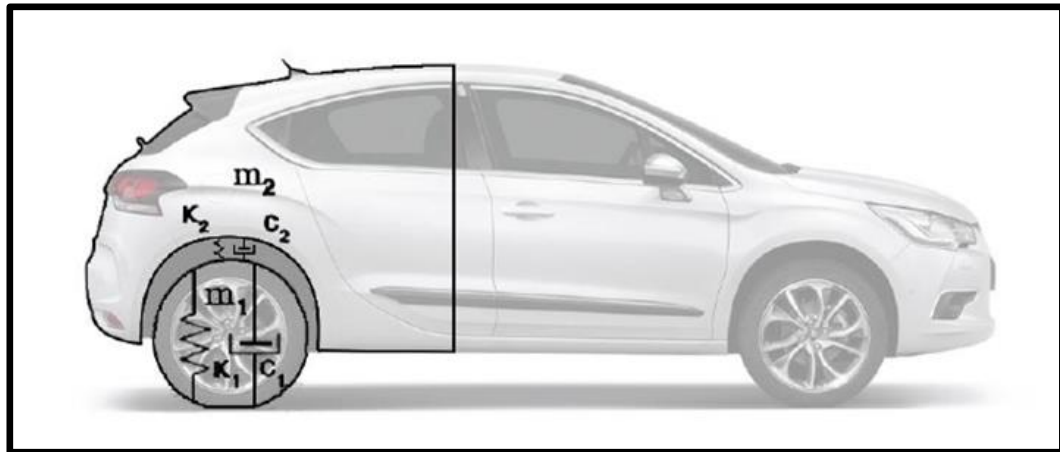


Figura 2-33 Modelo vertical ¼ de vehículo [44]

El modelo de un grado de libertad es el más sencillo y puede representar la suspensión independiente de un cuarto de vehículo (Figura 2-33) suponiendo despreciables tanto la masa suspendida como la rigidez del neumático. Este modelo, aunque extremadamente simplificado, es de aplicación para la determinación del orden de magnitud de la frecuencia natural del movimiento vertical de la masa no suspendida y su adecuación a los mencionados límites del confort del vehículo [44].

Si se considera la masa suspendida y la rigidez del neumático, se tiene un modelo de dos grados de libertad. En este caso se pueden hallar las frecuencias fundamentales aproximadas del sistema despreciando el amortiguamiento. Entre el modelo de 1 GDL y 2 GDL se pueden obtener las frecuencias fundamentales de las masas suspendida y no suspendida. Comparando los resultados obtenidos podemos observar que el efecto de rigidez del neumático es disminuir la frecuencia natural de la masa suspendida.

Los modelos verticales permiten estudiar y fijar unos límites de confort, los cuales se han de tener en cuenta y no deben superarse a la hora de plantear acciones dinámicas que afecten al vehículo como, por ejemplo, frenadas, giros, cambios de carril, etc.

2.7.5 Modelos laterales

Los modelos laterales resultan de gran utilidad para el estudio y desarrollo de ciertos sistemas que integran los automóviles como el LDW (*Lane Departure Warning*) el cual es un sistema que avisa al conductor en caso de que abandone involuntariamente el carril. Los sistemas de control de estabilidad VSC ya comentados anteriormente y los actuales sistemas de conducción autónoma también se sirven de estos modelos para observar su comportamiento.

Existe un modelo cinemático (Figura 2-34) y otro dinámico para el estudio lateral del vehículo. Nosotros nos centraremos en el primero de ellos ya que el segundo no nos resultara de interés debido a su complejidad.

Este modelo, al igual que en el modelo longitudinal de medio vehículo (Figura 2-32) anteriormente mencionado, lo consideramos una “bicicleta”, con las dos ruedas delanteras en el punto A y las dos ruedas traseras concentradas en el punto B. Los ángulos de dirección de las ruedas delanteras y traseras se ven representados por δ_f y δ_r respectivamente.

Como se puede suponer, el modelo es diseñado asumiendo que las ruedas delanteras y traseras pueden variar sus ángulos de dirección, por lo tanto, si lo que se quiere suponer es que únicamente se pueden dirigir las ruedas delanteras, se puede asumir que el valor de δ_r es 0. El centro de gravedad se encuentra en el punto C, y las distancias del centro de gravedad a los puntos A y B son l_f y l_r respectivamente, por lo que la longitud total del vehículo será $L = l_f + l_r$.

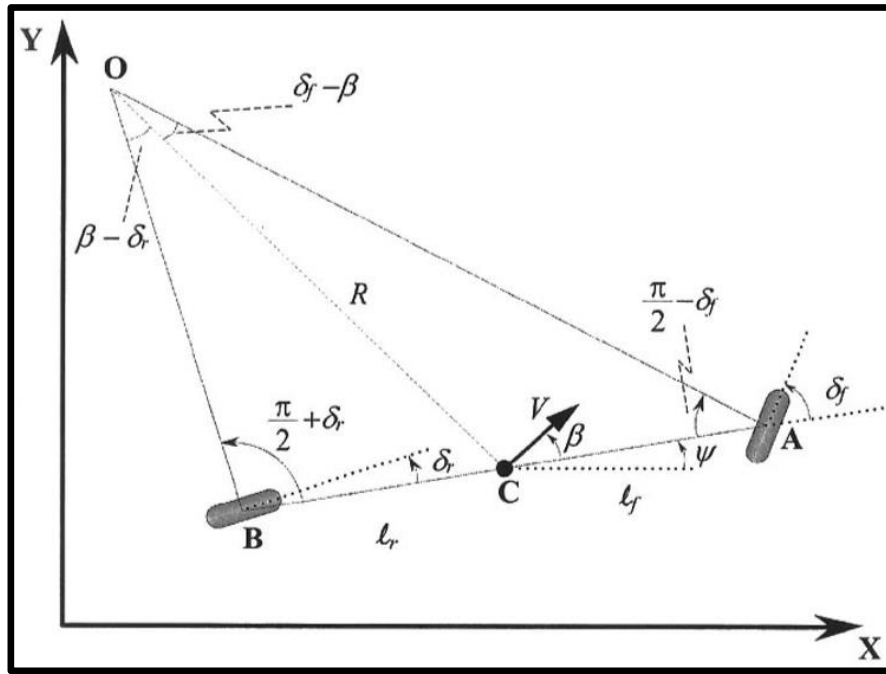


Figura 2-34 Modelo cinemático lateral [47]

Se asume que el vehículo únicamente tiene vectores de movimiento en el plano. Para describir el movimiento del vehículo se han necesitado tres coordenadas: X, Y y ψ . (X, Y) son coordenadas inerciales de la posición del centro de gravedad del vehículo, mientras que ψ es el valor que determina la orientación del vehículo. La velocidad del centro de gravedad se muestra en el vector V con un ángulo β con respecto al eje longitudinal del vehículo. El ángulo β representa también el ángulo de deslizamiento del vehículo.

La mayor suposición empleada en el desarrollo del modelo cinemático es que los vectores de velocidad en los puntos A y B tienen la misma orientación que las ruedas. En otras palabras, se asume que el valor del deslizamiento lateral de las ruedas es cero. Esta suposición es razonable para velocidades bajas (menos de 5 m/s), ya que la fuerza lateral generada por los neumáticos a velocidades bajas es pequeña [9].

2.8 Interacción neumático-carretera

Las fuerzas y los momentos provenientes de la carretera actúan sobre cada uno de los neumáticos del vehículo y tienen una vital importancia en el comportamiento dinámico del mismo. Es por ello que para el estudio de diferentes maniobras, como la de una frenada de emergencia, que es la que nos atañe, es necesario estudiar y entender la relación entre estos dos elementos.

Existen varios autores que han modelado la interacción entre la carretera y el neumático. Definir esta relación es complicado debido a su naturaleza no lineal y las múltiples variables que intervienen [43].

2.8.1 Fuerzas y momentos

Sobre los neumáticos actúan las fuerzas normales y tangenciales de contacto con la superficie de rodadura y los momentos que éstas originan respecto a los ejes ligados al propio neumático o al vehículo [44].

Para analizar las diferentes fuerzas y momentos resultantes, SAE recomienda utilizar un sistema de referencia como el de la Figura 2-35.

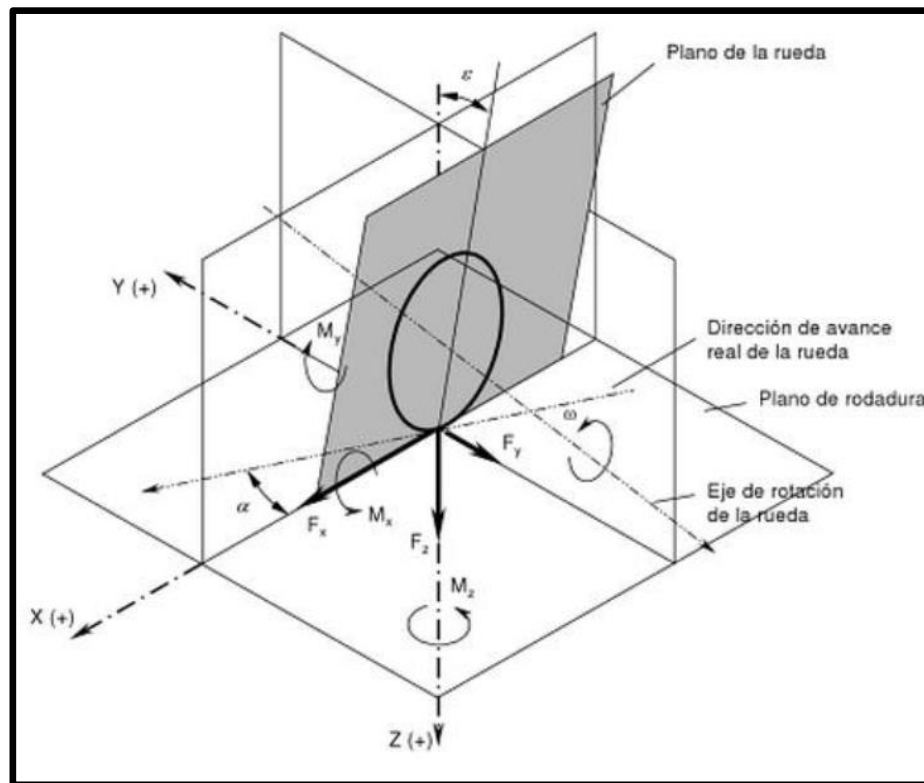


Figura 2-35 Sistema de referencia SAE Neumático-Carretera [44]

Se deberá tener en cuenta las siguientes definiciones:

- Centro de la superficie de contacto: punto de intersección del plano de la rueda y la proyección de su eje de rotación sobre el plano de la rodadura.
- Fuerza longitudinal F_x : componente X de la fuerza que actúa sobre el neumático como reacción a su interacción con el suelo diferenciando entre tracción ($F_x > 0$) y frenado ($F_x < 0$).
- Fuerza lateral F_y : componente Y de la fuerza que actúa sobre el neumático como reacción a su interacción con el suelo.
- Fuerza lateral F_z : componente z de la fuerza que actúa sobre el neumático como reacción a su interacción con el suelo.
- Momento de vuelco M_x : es el momento de las fuerzas que actúan sobre el neumático respecto al eje X.
- Momento de resistencia a la rodadura M_y : es el momento de las fuerzas que actúan sobre el neumático respecto al eje Y.
- Momento autolineante M_z : es el momento de las fuerzas que actúan sobre el neumático respecto al eje Z.

2.8.2 Fórmula de Pacejka

Pacejka⁹ desarrolló la denominada “fórmula mágica de Pacejka” [48] [15]. En el caso longitudinal puede simplificarse en la fórmula (2.47) con coeficientes constantes.

$$F_x = F_z D(\mu_h) \sin [C \arctan(B\lambda_x - E(B\lambda_x - \arctan(B\lambda_x)))] \quad (2.47)$$

Donde B, C, D y E son coeficientes dependientes de las características del neumático, de la velocidad del coche, la fuerza de carga vertical y las características de la carretera. La Tabla 2-2 contiene los valores para el valor de pico de μ_h , B, C, D, E para distintas condiciones de la carretera a 50 km/h [43].

La gráfica de la Figura 2-36 muestra la relación entre la fuerza de fricción (F_x) y el deslizamiento (λ) para los coeficientes de la fórmula de Pacejka.

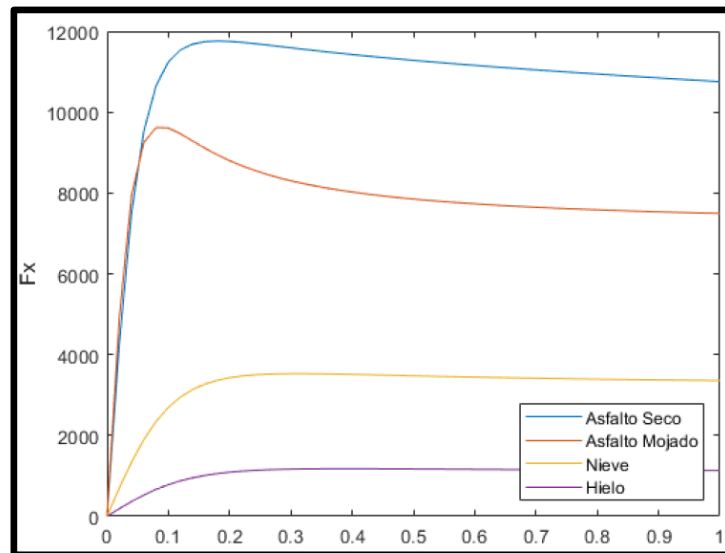


Figura 2-36 Relación entre la fuerza de fricción y el deslizamiento para distintas condiciones de la carretera [49]

Superficie	D = μ_h	B	C	E	Ref
Asfalto seco	1	10	1,9	0,97	0,1
Asfalto mojado	0,82	12	2,3	1	0,8
Nieve	0,3	5	2	1	0,14
Hielo	0,1	4	2	1	0,11

Tabla 2-2 Valores de los parámetros de la fórmula para distintos tipos de superficie

⁹ Hans Bastiaan Pacejka (12 de septiembre de 1934 - 17 de septiembre de 2017) fue un experto en dinámica de sistemas de vehículos y, en particular, en dinámica de neumáticos, campos en los que sus trabajos son ahora referencias estándar.

2.8.3 Modelo de fricción de neumático Burck-Hardt

En numerosos artículos de investigación se describe el modelo de Burck-Hardt (1993) [50]. En este modelo se relaciona el coeficiente de fricción con el deslizamiento de la rueda. Fórmula (2.48)

$$\mu(\lambda) = C_1 (1 - e^{(-C_2 \lambda)}) - C_3 \lambda \quad (2.48)$$

Donde C_1 , C_2 y C_3 son constantes que dependen de la carretera. En la Tabla 2-3 se observan los parámetros característicos según el tipo de carretera.

Superficie	C_1	C_2	C_3
Asfalto seco	1,28	23,99	0,52
Adoquín seco	1,37	6,46	0,67
Hormigón seco	1,19	25,17	0,54
Asfalto mojado	0,86	33,82	0,35
Adoquín mojado	0,4	33,7	0,12
Nieve	0,19	94,13	0,06
Hielo	0,05	306,4	0

Tabla 2-3 Valores de parámetros del modelo Burckhardt según el tipo de superficie de carretera [43]

2.8.4 Relaciones lineales

Para evitar las no linealidades de los anteriores métodos, se pueden proponer modelos lineales que permitan definir la relación entre μ - λ . Estas relaciones pueden definirse mediante algún método como un ajuste mínimo cuadrático. La fórmula que se utiliza es (2.49) y los parámetros que se deben encontrar para el ajuste solo son k , a y b [43].

$$\mu(s) = ks / (as^2 + bs + 1) \quad (2.49)$$

2.9 Softwares de simulación vehículos

En las dos últimas décadas diversas empresas automovilísticas han invertido gran parte de sus recursos en desarrollar nuevas herramientas de simulación para emular el comportamiento de los vehículos mediante programas de ordenador. Estos avances han producido una mejor optimización de los procesos de fabricación al evitar la experimentación real, la cual no solo requiere de innumerables recursos físicos, sino también económicos.

Actualmente existen diversos softwares de simulación comerciales como son Automation Studio, veDYNA, DYNACAR, MSC Adams, CarSim, BikeSim, TruckSim y las distintas herramientas de Matlab, como SimScape, Simulink o SimEvents entre otros. A continuación, se describirán brevemente las características principales de algunos de ellos y se expondrán los motivos de nuestra elección.

2.9.1 *veDYNA*©

veDYNA es un software profesional que sirve como una eficiente herramienta de simulación para dinámicas de vehículos en tiempo real. Su versatilidad y alta precisión en el modelado de vehículos se adapta tanto para coches de pasajeros, como deportivos de tracción total, como coches de competición.

Las aplicaciones de este programa van desde el desarrollo conceptual del vehículo hasta la comprobación de diferentes funciones y controladores para distintas dinámicas vehiculares. Para conseguir escenarios realistas de simulación, veDyna brinda diferentes entornos 3D, así como maniobras de control desde las más sencillas a las más sofisticadas.

Los usuarios pueden visualizar las simulaciones en tiempo real con la herramienta DYNAanimation. Gráficas, informes de las simulaciones, etc.... son generados automáticamente gracias a la interfaz veDYNA Plot.

Dispone de una arquitectura modular y abierta implementada con MATLAB® y Simulink® que permiten una implementación sencilla de controladores externos.

Para requerimientos especiales, también dispone de distintas extensiones como el VeDYNA traffic module que ayuda al desarrollo de ayudas a la conducción basadas en los obstáculos que hay alrededor.

Sus aspectos más destacables son:

- Modelos de alta precisión para pruebas realistas de conducción.
- Existencia de preconfiguraciones de vehículos ya existentes.
- Gran flexibilidad gracias a su implementación con simulink
- Visualización 3D de los resultados
- Extensiones para requerimientos especiales (Traffic Module, Truck, Hook & Trailer)

2.9.2 *DYNACAR*©

DYNACAR es un software de modelización dinámica del vehículo para el diseño, desarrollo y validación de componentes de automoción compuesto por una plataforma de diseño y desarrollo y una conexión a bancada de ensayos para validación en tiempo real. Da distintas respuestas a las necesidades tanto de la industria del automóvil, así como, a universidades y centros de investigación u otras entidades que realizan I+D para la industria del automóvil. Dichas necesidades son:

- Reducción de costes y tiempo de desarrollo en productos de automoción.
- Aparición de nuevos sistemas de propulsión que conlleva nuevas necesidades de desarrollo en sistemas y subsistemas de vehículo.
- Carencia de herramientas de desarrollo intermedias entre la simulación y el prototipo que puedan ser empleadas durante el ciclo completo desde el diseño a la validación final.

Harley Davidson o universidades como la de Monterrey, Nuevo León y Yutong ya utilizan DYNACAR como herramienta de simulación para sus diferentes proyectos

2.9.3 *MSC Adams*©

MSC Adams es un software que realiza análisis sobre mecanismos ayuda a los ingenieros a entender la dinámica de los componentes en movimiento, a estudiar la distribución de cargas sobre los sistemas y a mejorar y optimizar sus productos.

Se compone de varios módulos que permiten hacer simulaciones del funcionamiento por medio de animaciones, además permite evaluar y controlar interacciones complejas entre distintas disciplinas como son movimiento, estructural, vibraciones y controles, para optimizar el diseño del producto y para obtener un mejor rendimiento, seguridad y confort.

Sus principales módulos son:

- Adams/View: realiza simulaciones de un mecanismo.
- Adams/Solver: genera los cálculos para la solución de un mecanismo. Es usado por los demás módulos.
- Adams/Engine: simulación de un motor.
- Adams/Car: simulación de la dinámica de un automóvil.

También se pueden integrar componentes flexibles en el modelo de Adams para una mejor representación estructural y obtener deformaciones y tensiones en los cuerpos flexibles.

2.9.4 CarSim®

Entre todos ellos, hemos elegido CarSim por seguir con la línea continuista del trabajo del modelado y control de sistemas de frenado ABS [27] realizado por el A.N Solbes Sáiz y por todas las posibilidades que ofrece. Además de disponer de su licencia de uso en el Centro Universitario de la Defensa (CUD).



Figura 2-37 Logotipo CarSim® [Fuente propia]

CarSim es un programa desarrollado por la empresa Mechanical Simulation y utilizado por un gran número de empresas del sector automovilístico, como Honda, Toyota, General Motors y Ford entre otras, así como por universidades, laboratorios y demás instituciones dedicadas a la investigación. Este programa permite predecir y estudiar el comportamiento dinámico de un vehículo (interacción neumático-rueda, suspensión-chasis, etc.) en distintas situaciones, en respuesta a una serie de entradas como las características técnicas del vehículo o del entorno. Los resultados de las simulaciones de este programa son prácticamente idénticas a las de un ensayo real, lo que lo hace una herramienta muy eficaz para obtener datos con los que los ingenieros puedan observar, evaluar y trabajar con seguridad de manera mucho más eficiente que sobre una planta física. Estos ensayos simulados son utilizados por muchas empresas para probar el diseño de los modelos de distintos vehículos antes de la construcción del prototipo y validar su comportamiento ante maniobras de frenado, aceleración y giro.

Los resultados de una simulación pueden visualizarse a través de video, gráficas, tablas e incluso pueden exportarse a otros programas (Matlab) para realizar una evaluación más detallada.

En cuanto a las limitaciones, CarSim no incluye la flexibilidad estructural, acústica o vibraciones, por lo que no puede usarse para estudiar el ruido, el análisis de la estructura o la simulación de cargas según el componente.

Al abrir este programa nos encontramos con esta pantalla [Figura 2-38](#).

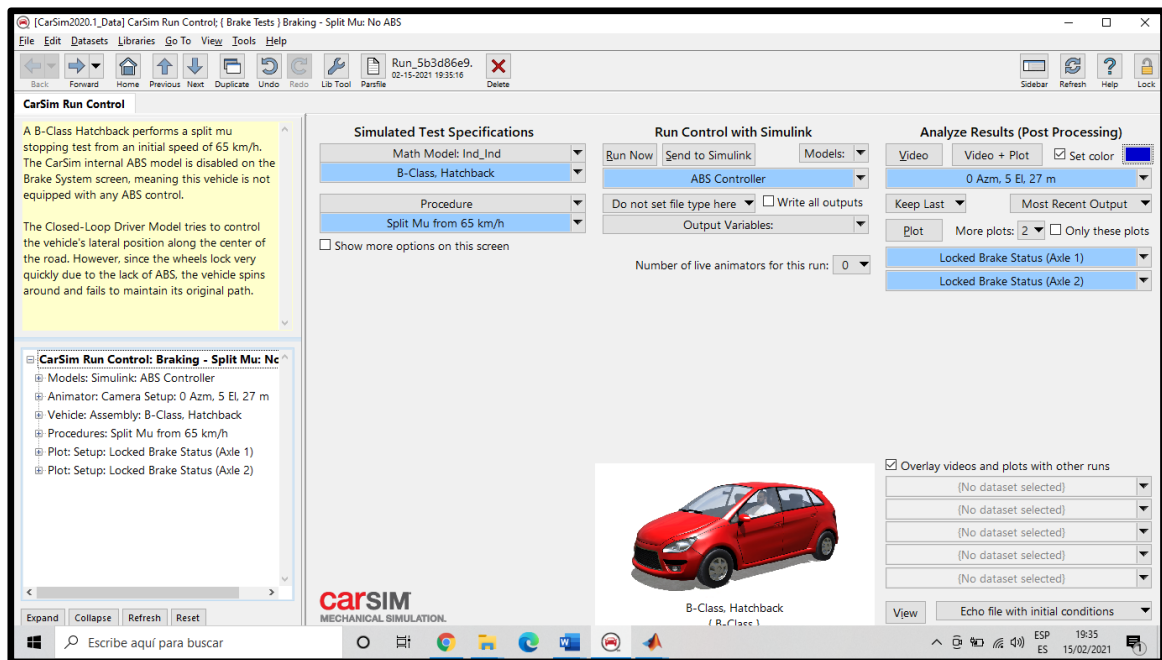


Figura 2-38 Pantalla de inicio de CarSim© [Fuente propia]

Donde podemos observar claramente tres apartados:

1) Simulated Test Specifications

En este apartado seleccionamos todos los parámetros relacionados con la simulación. Podemos observar dos subapartados, el primero (Figura 2-39) es donde seleccionamos el modelo a estudiar, ya sea bien importado o bien alguno de los que CarSim tiene por defecto. En este subapartado se puede elegir entre una variedad de vehículos, neumáticos y suspensiones. Una vez seleccionado se pueden modificar una gran variedad de parámetros como la masa del conjunto, de las ruedas, la longitud del vehículo, la altura, etc.

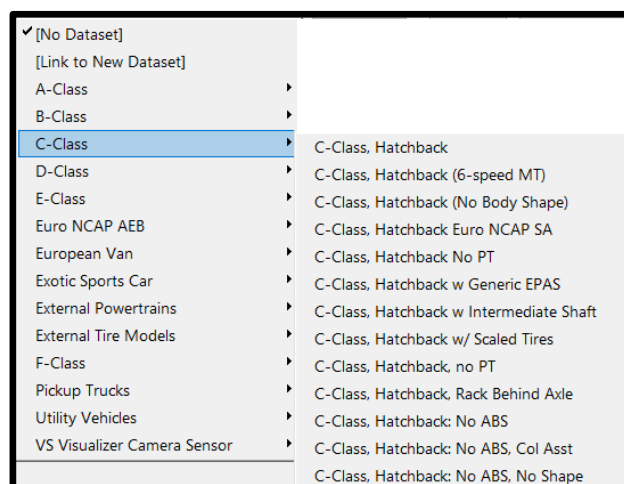


Figura 2-39 Elección de modelos de CarSim© [Fuente propia]

En el segundo (Figura 2-40) se puede seleccionar la maniobra a estudiar, como distintos procedimientos de giro, frenada y arrancada. A si mismo se pueden variar los parámetros del escenario en el que se realiza la simulación, en este caso, la carretera, el número de curvas y con qué radio, el coeficiente de rozamiento de la superficie, el entorno meteorológico...

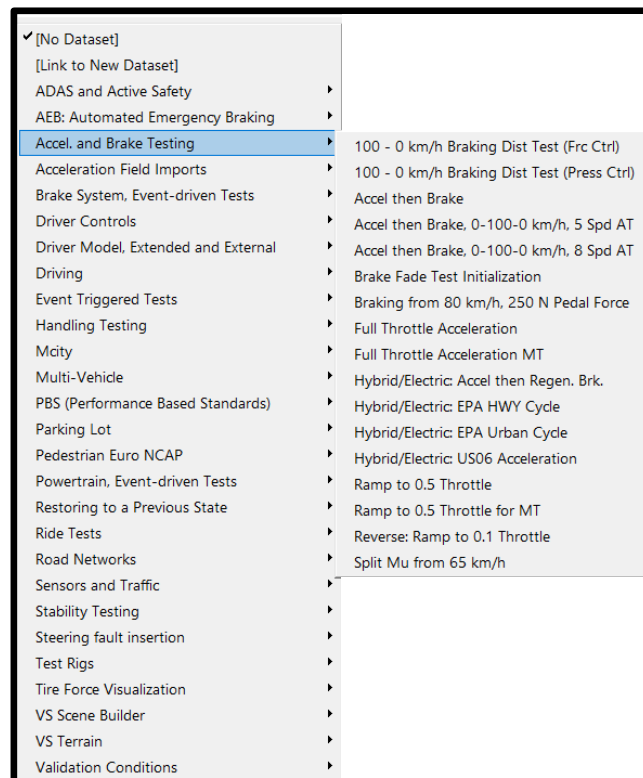


Figura 2-40 Elección de maniobra de CarSim© [Fuente propia]

2) Run Control with Simulink

En este apartado podemos determinar las variables de entrada y salida para llevar a cabo la simulación. Haciendo clic sobre el botón “*Run Now*” de la Figura 2-38 iniciamos dicha simulación. El botón “*Send to Simulink*” se encuentra al lado del anteriormente mencionado y permite exportar dicho sistema a la plataforma Simulink la cual se hablará de ella más adelante.

3) Analyze results (Post Processing)

Es en este apartado donde se controla todo lo referente a la visualización del vehículo en las pruebas que le han sido asignadas.

2.10 Matlab©/Simulink©

Matlab es un software de computación numérico que se caracteriza por tener su propio lenguaje de programación, creado por la compañía MathWorks en 1984, está disponible para diversos sistemas operativos tales como Windows, macOS, GNU/Linux y UNIX. Matlab permite analizar y desarrollar algoritmos, aplicaciones, matrices, vectores, dibujar funciones, crear interfaces de usuario y comunicarse con programas independientes de Matlab con un lenguaje de programación distinto al propio.

Este software es ideal para el diseño de controladores, de hecho, es el más usado y un referente en este campo de investigación. Su gran variedad de librerías lo convierten en un programa idóneo para el desarrollo del trabajo.

Simulink es una herramienta gráfica e interactiva de Matlab, utilizada para el modelado, análisis y simulación multidominio de sistemas dinámicos digitales, analógicos e híbridos a través de la utilización de diagramas de bloques. Con ella se pueden simular tanto sistemas lineales como no lineales, en un tiempo continuo o discreto.

Algunas de las ventajas de utilizar Simulink son la rapidez en el desarrollo de los algoritmos, la facilidad a la hora importar y exportar datos y su sencillez en la interpretación que sirve como estándar para la simulación en la ingeniería.

3 DESARROLLO DEL TFG

3.1 Descripción del apartado

En este tercer apartado del trabajo se procederá a explicar todo el desarrollo detallado del trabajo. Para centrarnos en el control avanzado, primero hemos de elegir una planta sobre la que trabajar, modelarla matemáticamente en Simulink y comprobar su valía comparándola con los resultados reales, que, en nuestro caso, serán los obtenidos de nuestro software de simulación.

El desarrollo de los controladores se expondrá de manera desglosada para entender el funcionamiento de cada elemento y cuál ha sido la mejor manera de optimizarlos e implementarlos.

3.2 Modelado de la planta en CarSim

Previo al desarrollo del modelo en Simulink, es necesario adecuar CarSim para el objetivo del proyecto, seleccionando el tipo de vehículo, el modelo de neumático necesario, las entradas y salidas con las que compartir información con Simulink, las maniobras que se van a emplear para comprobar la eficacia del modelo y las características del entorno.

3.2.1 Elección del vehículo

Para el diseño y simulación de sistemas de control avanzado para frenos ABS, hemos decidido escoger un vehículo cuya robustez y fiabilidad estuviese previamente comprobada. Independientemente de la gran variedad de posibilidades que CarSim ofrece tal y como se comentó previamente en el estado del arte, en el apartado “CarSim©”, nos hemos decantado por un modelo del grupo B tipo “Hatchback” con tracción delantera. En el mercado actual existen números coches pertenecientes a este grupo como el Audi A1 (Figura 3-1) o el Mercedes-Benz Clase A que presentan características técnicas similares al modelo de CarSim.



Figura 3-1 Audi A1

3.2.1.1 Características técnicas

Una vez seleccionado nuestro vehículo (Figura 3-2), CarSim nos da la opción de modificar distintos parámetros. Pudiendo modificar la masa suspendida, la forma en la que afecta la aerodinámica al vehículo, datos que utiliza el programa para correr la simulación, distintos sistemas como el de dirección, frenado, propulsión, información referente a los neumáticos y la suspensión tanto delantera como trasera.

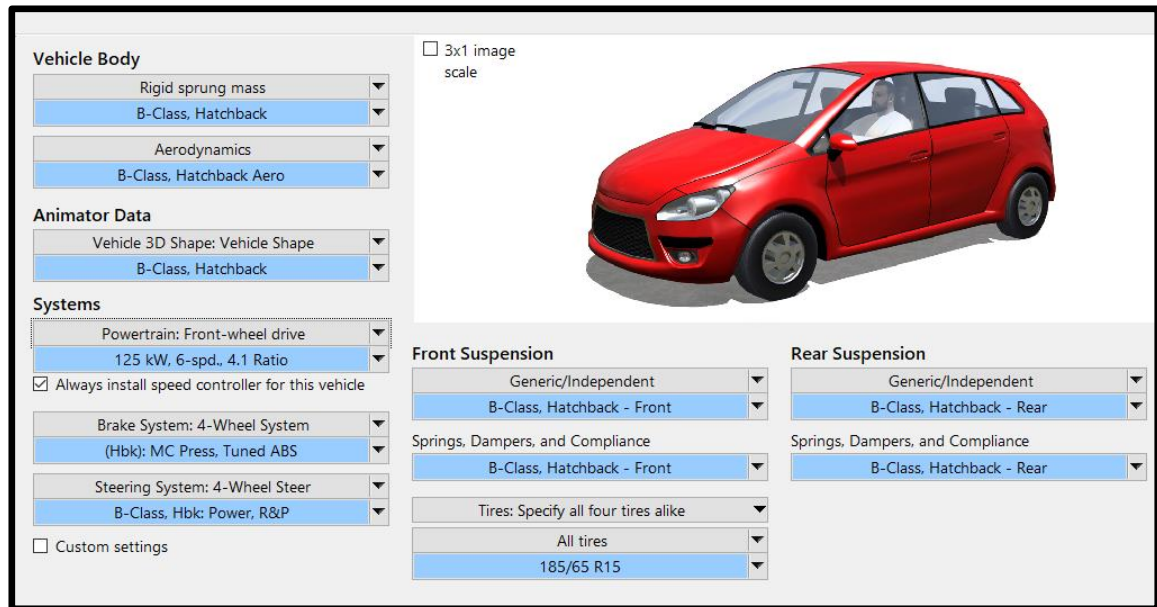


Figura 3-2 Modelo clase B Hatchback [Fuente propia]

Para nuestro modelo matemático simplificado que crearemos más adelante con Simulink emplearemos los datos referidos a la masa que obtendremos al acceder al apartado “*Rigid sprung mass*”.

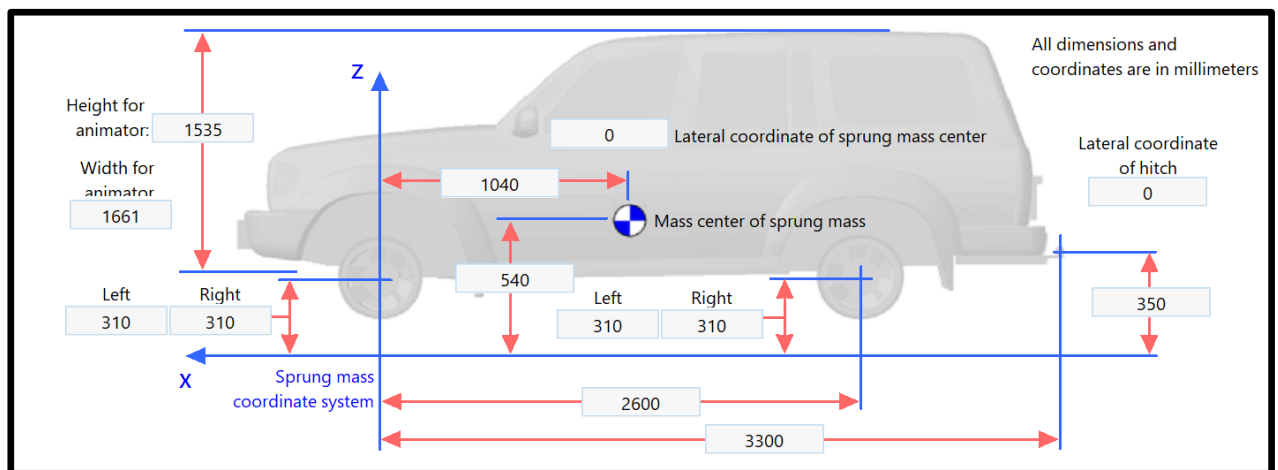


Figura 3-3 Parámetros dimensionales del vehículo [Fuente propia]

Como se puede observar en la Figura 3-3, encontramos toda la información citada previamente en el apartado “Dimensiones”. Todas ellas expresadas en unidades del S.I.¹⁰, en este caso, en milímetros. También es de importancia considerar los siguientes parámetros de la Tabla 3-1:

¹⁰ Siglas de Sistema Internacional.

Símbolo	Descripción	Valor
m	Masa total	1190 Kg
ms	Masa suspendida	1100 Kg
I_{xx}	Momento de inercia del vehículo al balanceo	440.6 Kg/m ²
I_{yy}	Momento de inercia del vehículo al cabeceo	1343.1 Kg/m ²
I_{zz}	Momento de inercia del vehículo a la guiñada	1343.1 Kg/m ²

Tabla 3-1 Parámetros cinemáticos del coche

3.2.1.2 Modelo neumático-carretera

Las ruedas son el nexo de unión entre el vehículo y la superficie por la que se desliza. Por ello, es de vital importancia conocer todos los parámetros referentes a ellas para poder modelar más adelante nuestro modelo matemático con la mayor exactitud posible. Tanto es así, que CarSim dispone de un apartado que se centra únicamente en el estudio de las características de las ruedas pudiendo analizar estas por separado, como las cuatro a la vez, así como separadas por ejes (delantero y trasero) y dando la posibilidad de elegir entre una gran variedad de dimensiones de las mismas.

A nuestro vehículo hemos decidido dotarlo de cuatro ruedas iguales que montan un neumático **185/65 R15**¹¹. En la Figura 3-4 aparecen todos los datos referentes a este tipo de rueda donde podemos destacar su masa de 18 Kg (por rueda) y un radio efectivo de rodadura de 298 milímetros.

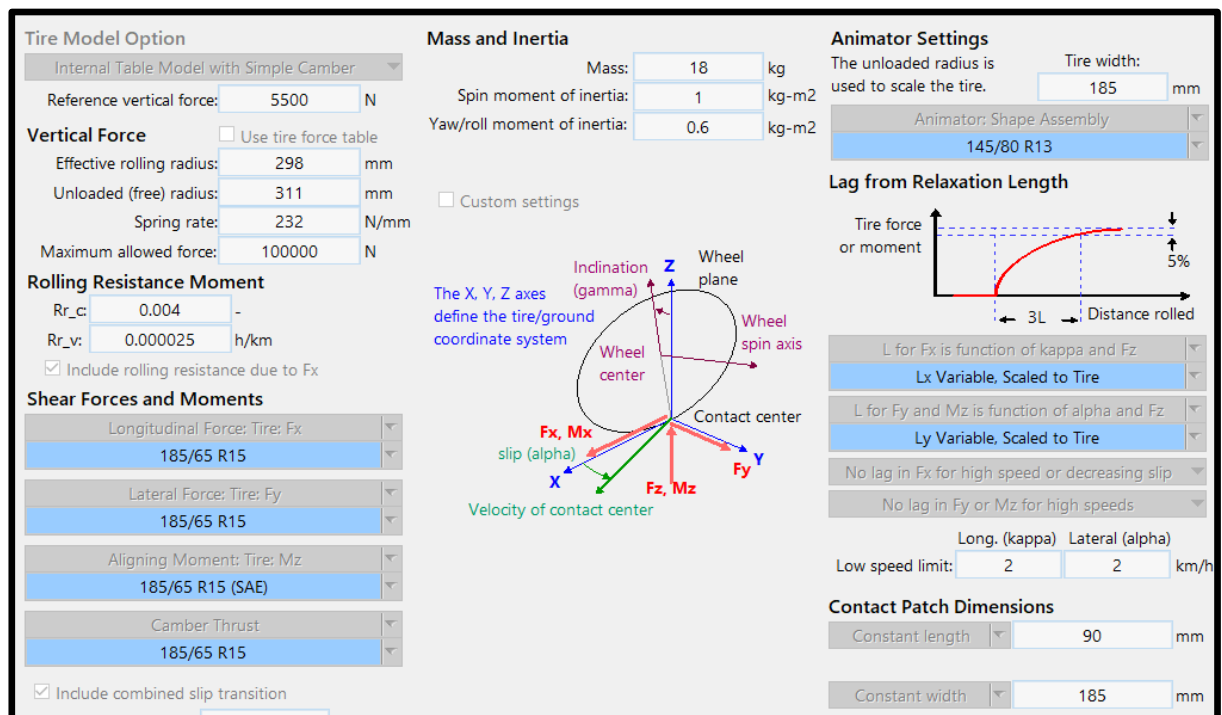


Figura 3-4 Parámetros de las ruedas del vehículo [Fuente propia]

¹¹ Código ISO de designación de neumáticos donde el primer número indica el ancho de la rueda, el segundo el perfil de la misma. La letra R indica que el número que aparece a continuación de ella es el radio.

3.2.2 Escenario de simulación

Entre las infinitas situaciones a las que se puede enfrentar un vehículo, hemos decidido escoger una maniobra de frenado predeterminada en CarSim conocida como “*Split-Mu Breaking Test*”.

Esta maniobra consiste en poner nuestro coche con una velocidad inicial constante de 65 km/h y en la que el conductor no variara la dirección en ningún momento. El vehículo dispone de una caja de cambios automática de cinco relaciones que hará las reducciones pertinentes a medida que la velocidad decrezca. Hemos fijado la fuerza del cilindro maestro de los frenos a 15 Mpa con un tiempo de reacción de 0,3 segundos.

Esta acción nos permite evaluar las capacidades de los sistemas ABS, lo cual es parte del objetivo de nuestro proyecto o bien comprobar que pasaría cuando un vehículo no incorpora dicha tecnología.

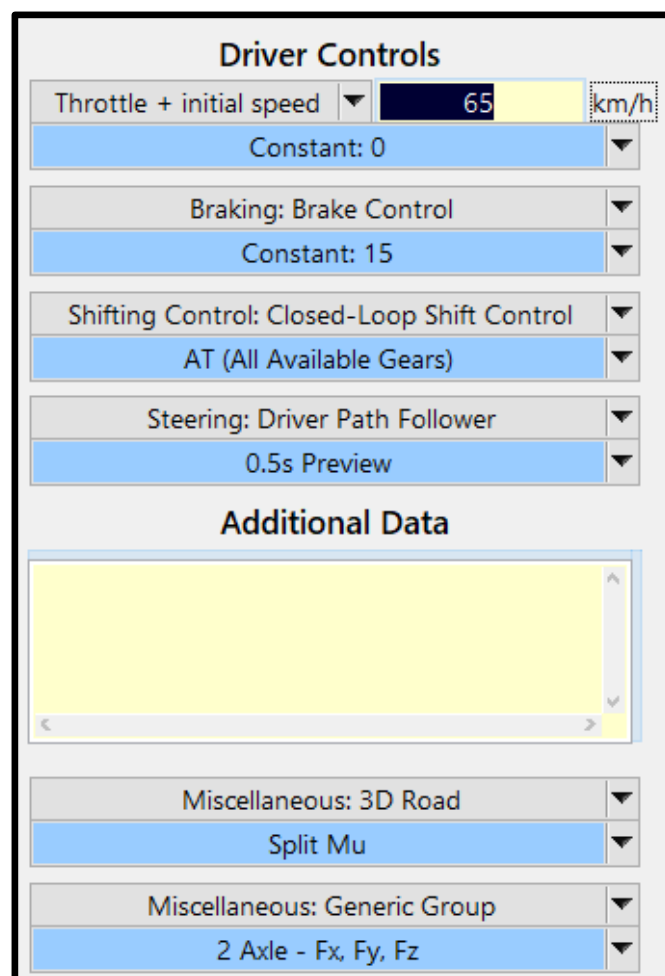


Figura 3-5 Controles de conducción [Fuente propia]

La velocidad inicial, la aceleración, la caja de cambios, la dirección, la fuerza de los frenos, etc.... son algunos de los muchos controles de conducción que podemos modificar para personalizar nuestra simulación. Además de todos ellos, en los apartados de “*Miscellaneous*” de la Figura 3-5 podemos configurar diferentes características del entorno donde esta tendrá lugar.

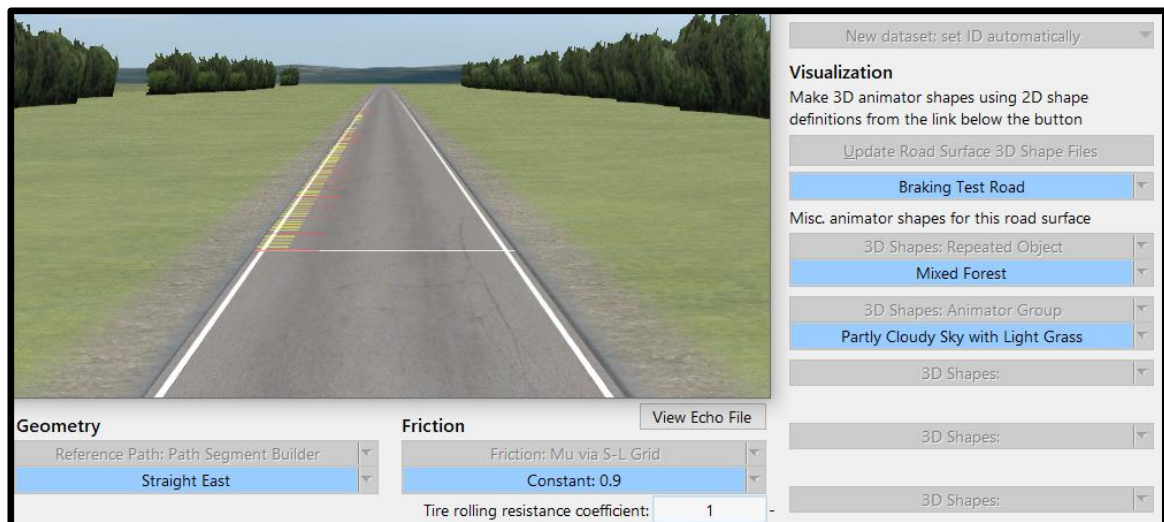


Figura 3-6 Características del escenario [Fuente propia]

Tal y como se puede observar en la Figura 3-6 hemos decidido crear un escenario ideal eligiendo una carretera completamente recta, con referencias de frenado para comprobar la efectividad de nuestros controladores y con una constante de rozamiento $\mu = 0,9$.

3.2.3 Entradas y salidas

CarSim es un programa tan completo a la par que complejo que permite trabajar con cientos de variables. Los resultados de las simulaciones no son para nada menos sorprendentes, obteniendo el valor de multitud de parámetros resultado de la interacción del vehículo con el entorno.

Cuando queremos exportar estas variables a otro programa, en nuestro caso, Simulink, debemos hacerlo manualmente seleccionando tanto las variables de entrada en el sistema, como las de salida, estas últimas, fruto de la simulación.

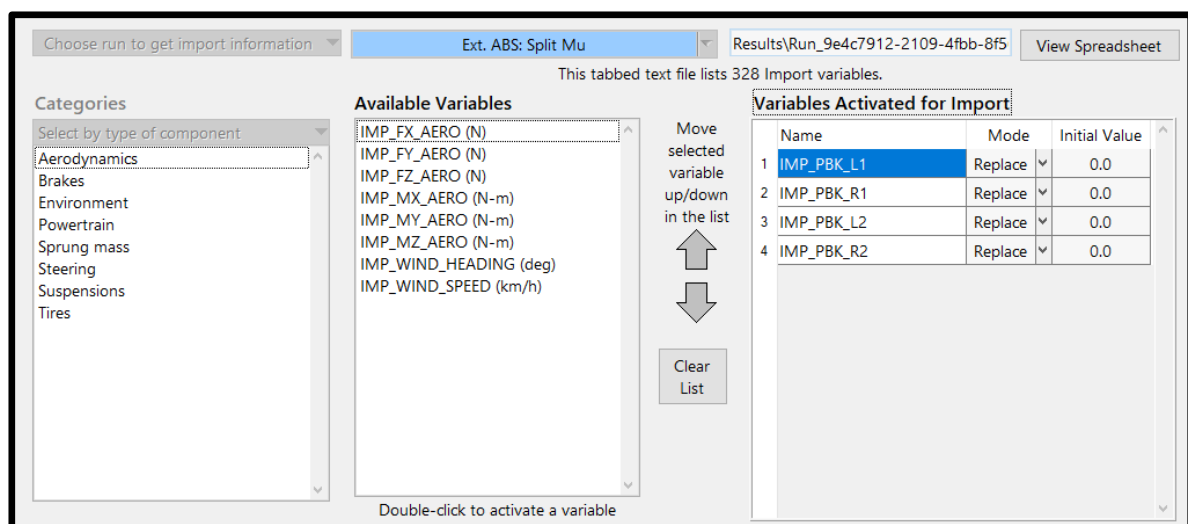


Figura 3-7 Menú de entradas de CarSim [Fuente propia]

En la Figura 3-7, observamos el menú de entradas de CarSim, que se divide en tres apartados. El primero, “Categories” muestra las distintas categorías en las que se agrupan las variables como aerodinámicas, de frenado, del entorno, de la propulsión, de la masa, de la dirección, de la suspensión o de los neumáticos. Una vez seleccionada la categoría, en el apartado “Available Variables” se observan todas las variables de ese tipo que se pueden seleccionar como entradas del sistema. En el último

apartado “*Variables Activated for Import*”, se pueden ver las variables hemos seleccionado. En este caso, las señales de entrada seleccionadas corresponden a la presión del circuito hidráulico que actúa sobre los actuadores de los frenos de cada una de las ruedas (*IMP_PBK*).

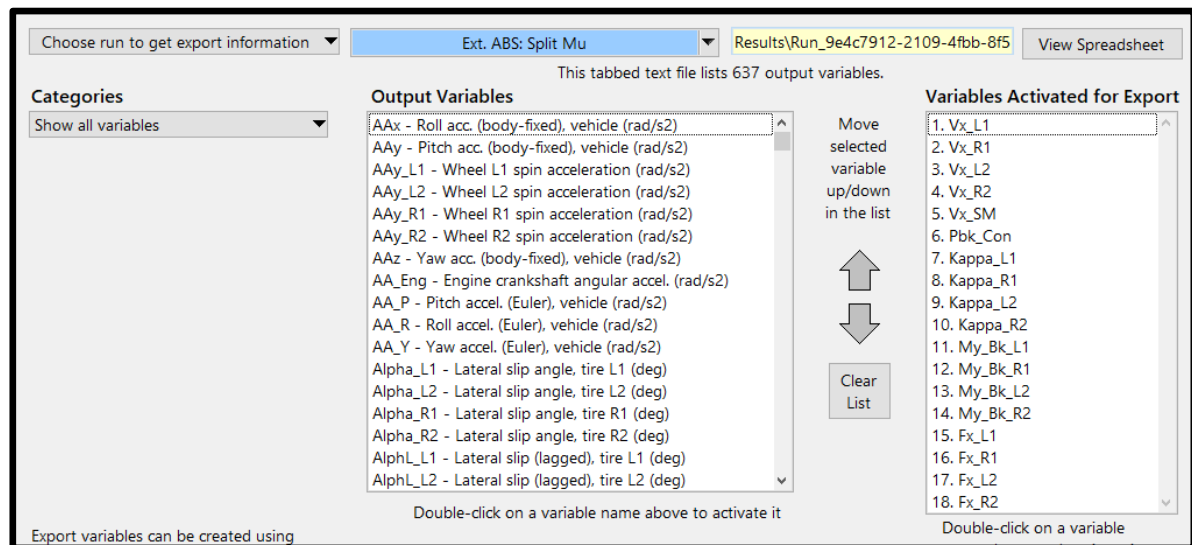


Figura 3-8 Menú de salidas de CarSim [Fuente propia]

Una vez seleccionadas las entradas, toca repetir el mismo proceso para con las salidas. En el caso de la Figura 3-8, observamos las salidas que CarSim nos permite exportar a Simulink. Al igual que para las entradas, también observamos tres apartados que conservan las mismas funciones. En el apartado “*Variables Activated for Export*”, se muestran todas las salidas que se han seleccionado para extraer fuera de CarSim. En este caso se muestran las velocidades lineales de cada rueda (*Vx*), la velocidad total del vehículo (*Vx_SM*), la presión ejercida sobre los frenos (*PBK_Con*), el deslizamiento (*Kappa*), el par de frenado (*My_Bk*) y la fuerza longitudinal que ejerce cada rueda sobre la superficie de contacto (*Fx*).

3.2.4 Representación en Simulink

Una vez que ya hemos ajustado todos los parámetros del vehículo, del entorno y las correspondientes entradas y salidas del sistema, CarSim es capaz de generar en Simulink todo el sistema previamente configurado. Para ello solo debemos hacer clic sobre el botón “*Send to Simulink*” y automáticamente se abrirá dicho programa.

Tal y como se muestra en la Figura 3-9, podemos observar el resultado de dicha acción, de donde extraeremos los resultados que consideraremos “reales” y utilizaremos como referencias para comprobar la valía de nuestro modelo.

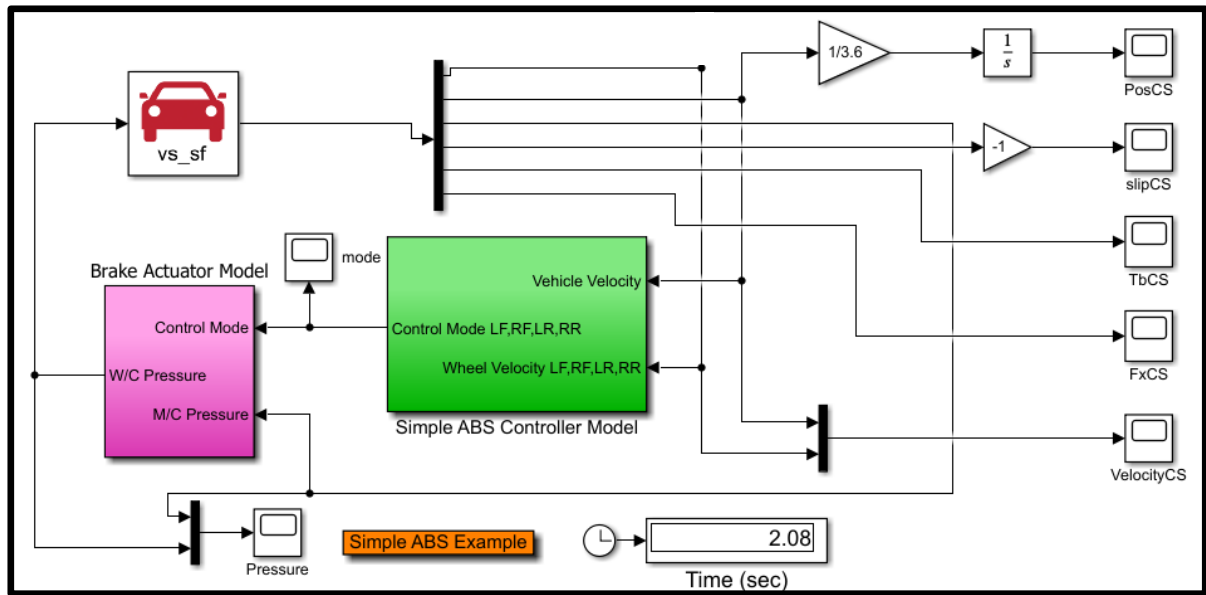


Figura 3-9 Sistema generado por CarSim en Simulink [Fuente propia]

El coche estaría representado por el módulo “*vs_sf*” al cual le entra la información de la presión de los cilindros maestros de los frenos proveniente del “*Brake Actuator Model*” y exporta datos referentes a las velocidades lineales de las ruedas y del vehículo, que se comparan en el *Scope*¹² “*VelocityCS*”. Estos dos datos también se utilizan para realimentar el controlador que CarSim genera por defecto (Todo-Nada). La velocidad lineal del vehículo se divide por 3.6 para pasarla a m/s y se integra para poder observar la evolución de la posición del mismo en el *Scope* “*PosCS*”. El resto de parámetros de salida, presión (*Pressure*), que realimenta el actuador del freno, deslizamiento (*slipCS*), par de frenado (*TbCS*) y fuerza longitudinal (*FxCS*) también se han acoplado a un *Scope* para visualizar su valor.

3.3 Modelado de la planta en Simulink

3.3.1 Modelo longitudinal de un cuarto de vehículo

Como bien se indica en el título de nuestro trabajo, nuestro proyecto se centra en el control avanzado y no en el modelado. Para ello hemos decidido utilizar el mismo modelo longitudinal de un cuarto de vehículo que empleó el A.N. Solbes Sáiz.

La ventaja de trabajar con este modelo es su sencillez y simplicidad, centramos el estudio de una sola rueda que soporta la parte proporcional del peso del vehículo y suponemos que el resto de ruedas se comportarían del mismo modo.

Implementando las fórmulas explicadas en el apartado “Modelo un cuarto de vehículo” del estado del arte obtenemos el modelo que se observa en la Figura 3-10.

¹² Herramienta de Simulink que permite visualizar la representación gráfica de un resultado.

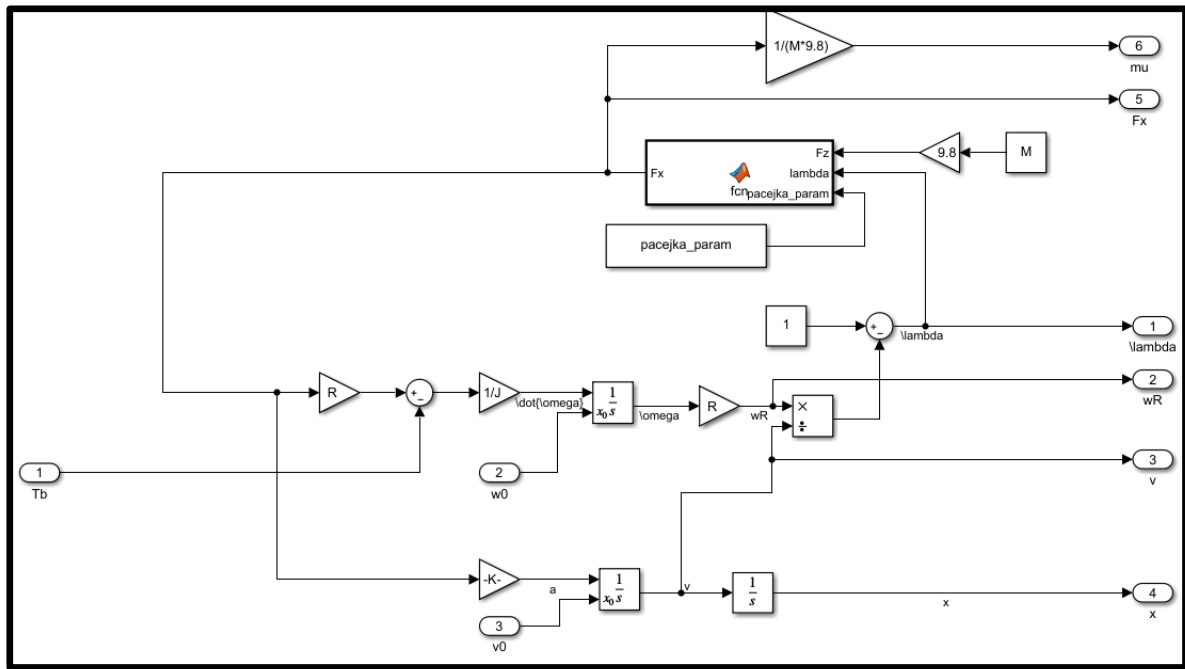


Figura 3-10 Modelo un cuarto de vehículo en Simulink [Fuente propia]

En este modelo se puede observar el funcionamiento de un modelo de un cuarto de vehículo. La función “*fcn*” representa la fórmula de Pacejka cuyas entradas necesarias son el deslizamiento (*lambda*), la fuerza normal (F_z), que no es más que la masa suspendida del vehículo (una cuarta parte) por la gravedad, pero en sentido contrario y los parámetros de Pacejka (*pacejka_param*). Como salida obtenemos el valor de fuerza longitudinal (F_x), valor a partir del cual se efectuarán una serie de operaciones para obtener el valor de la velocidad lineal de la rueda (wR) en el punto de contacto con el asfalto y la velocidad del conjunto (v), que integrando hallaremos a su vez la posición (x). Estas dos velocidades nos proporcionan el valor del deslizamiento que realimenta la función “*fcn*” para cerrar el algoritmo.

3.4 Validación del modelo

Para comprobar que el modelo descrito en el apartado anterior es válido, necesitamos comparar sus resultados con los reales, es decir, con los obtenidos del modelo de CarSim. Para ello juntamos los dos modelos en la misma simulación de Simulink y conectamos las salidas de ambos al mismo *Scope* para comparar las gráficas.

Sin embargo, antes de proceder a la validación del modelo, debemos realizar unas modificaciones para intentar que ambos modelos sean lo más parecidos posibles. Nuestro modelo un cuarto de vehículo lo convertimos en un subsistema para facilitar la visualización y que resulte más sencillo trabajar al reducir el número de elementos. A este subsistema le han de llegar los valores de la velocidad lineal ($v0$) inicial del vehículo de y la de la rueda ($w0$) y el par de frenado (Tb). Este último parámetro es extraído de un actuador de freno, el cual debe ser multiplicado por un factor de conversión de 150 que transforma la salida de presión del actuador hidráulico (MPa) en par de frenado (Nm), es decir, que proporciona 150 Nm de par de frenado por cada MPa de presión del actuador.

Para ambos modelos hemos implementado controladores PID que actúen sobre los actuadores del freno. En el que nosotros hemos creado, utilizamos un bloque predeterminado de Simulink que cumple dicha función. Por el contrario, para el modelo generado por CarSim, hemos sustituido el controlador todo-nada por uno PID (Figura 3-11) diseñado previamente en el trabajo de fin de grado del A.N. Solbes Sáiz. Sin embargo, la incorporación de un elemento saturador inmediatamente después del PID hace que a efectos prácticos ambos controladores se comparten igual para este caso.

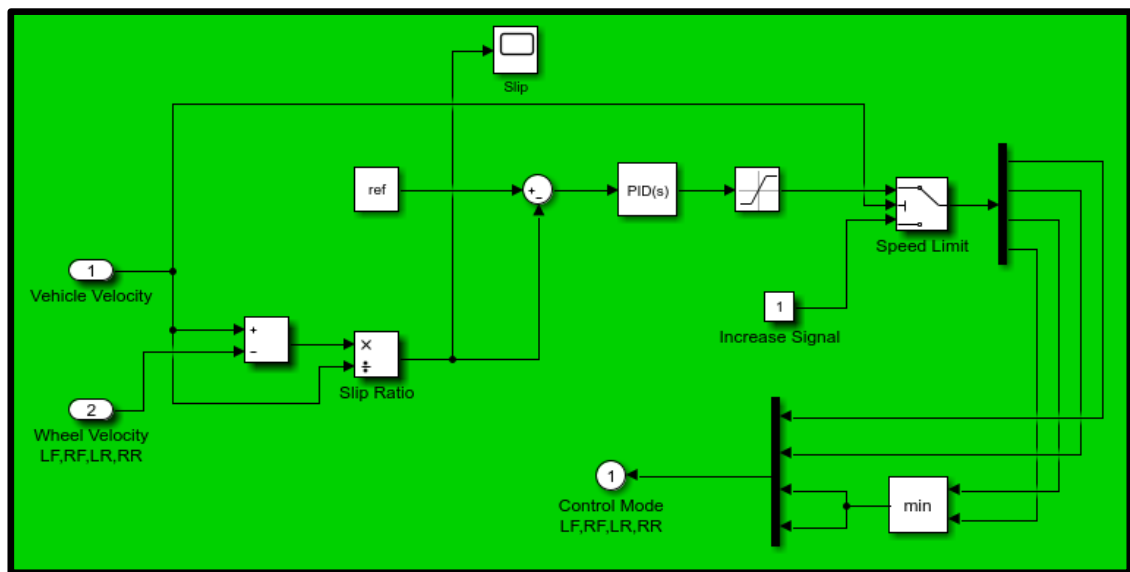


Figura 3-11 Control PID para modelo de CarSim [27]

La Figura 3-12 muestra el resultado de la fusión de ambos modelos.

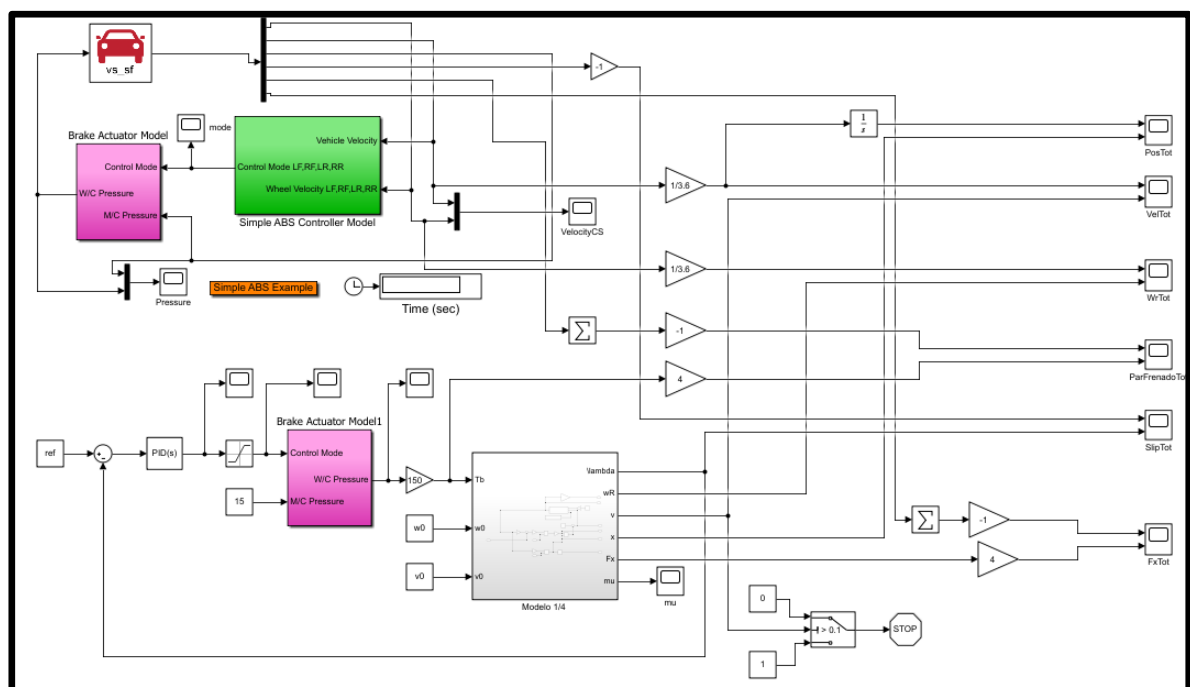


Figura 3-12 Modelos 1/4 propio y de CarSim conectados [Fuente propia]

Una vez hemos conseguido conectar ambos modelos, conseguimos un resultado excelente tal y como se puede observar en las gráficas que se presentan a continuación, extraídas de sus correspondientes resultados, mostrados a continuación:

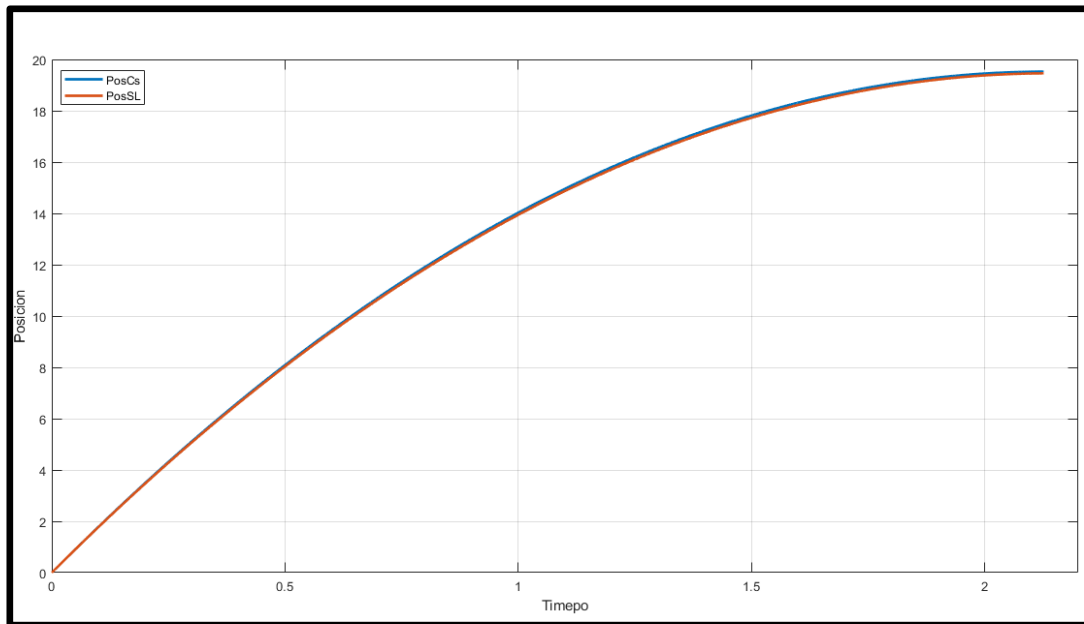


Figura 3-13 Gráfica de posición [Fuente propia]

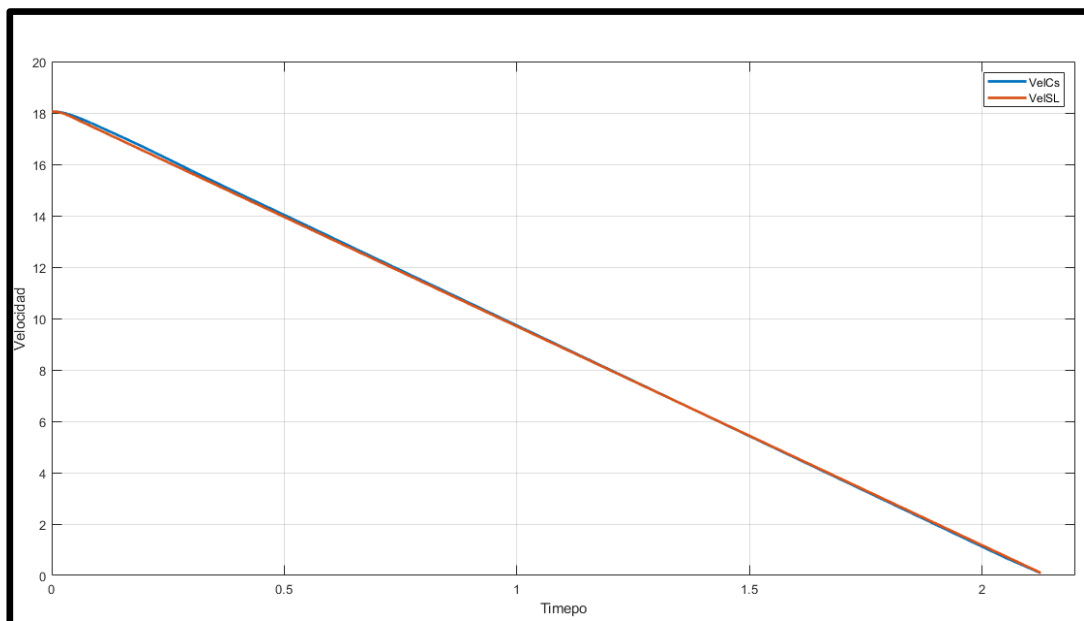


Figura 3-14 Gráfica de la velocidad lineal del vehículo [Fuente propia]

Para la velocidad lineal de las ruedas en el punto de contacto con la superficie (W_r) y deslizamiento (Slip), el modelo de CarSim nos da los valores para cada una de las cuatro ruedas. Siendo L1 Y R1 los valores de las ruedas izquierda y derecha del eje delantero respectivamente y L2 y R2 los equivalentes del eje trasero. Las gráficas de las ruedas pertenecientes al mismo eje presentan un comportamiento idéntico por lo que solo se visualiza una.

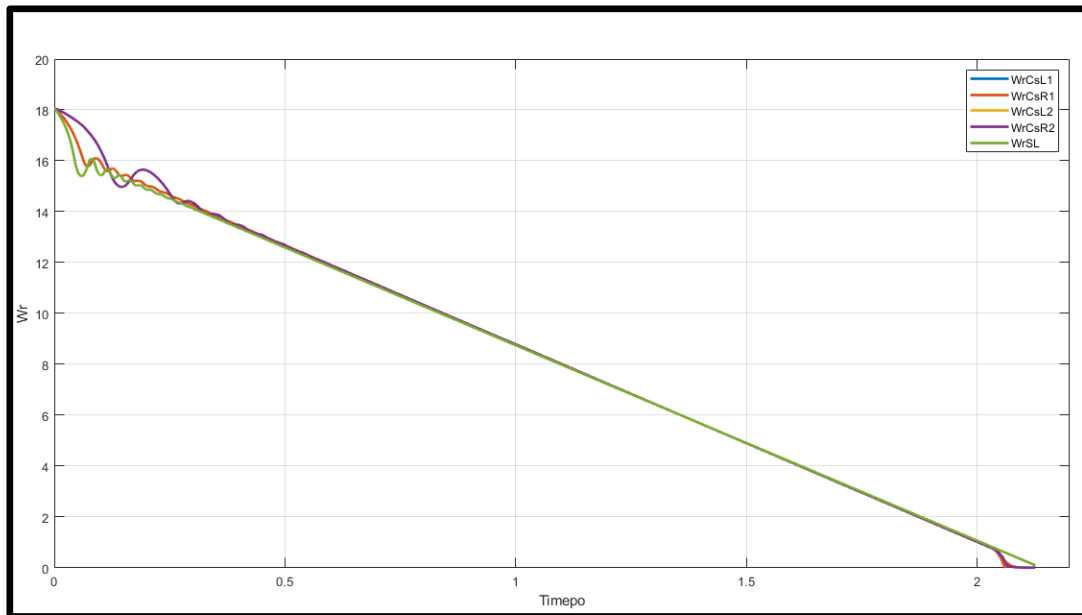


Figura 3-15 Gráfica de la velocidad lineal de las ruedas [Fuente propia]

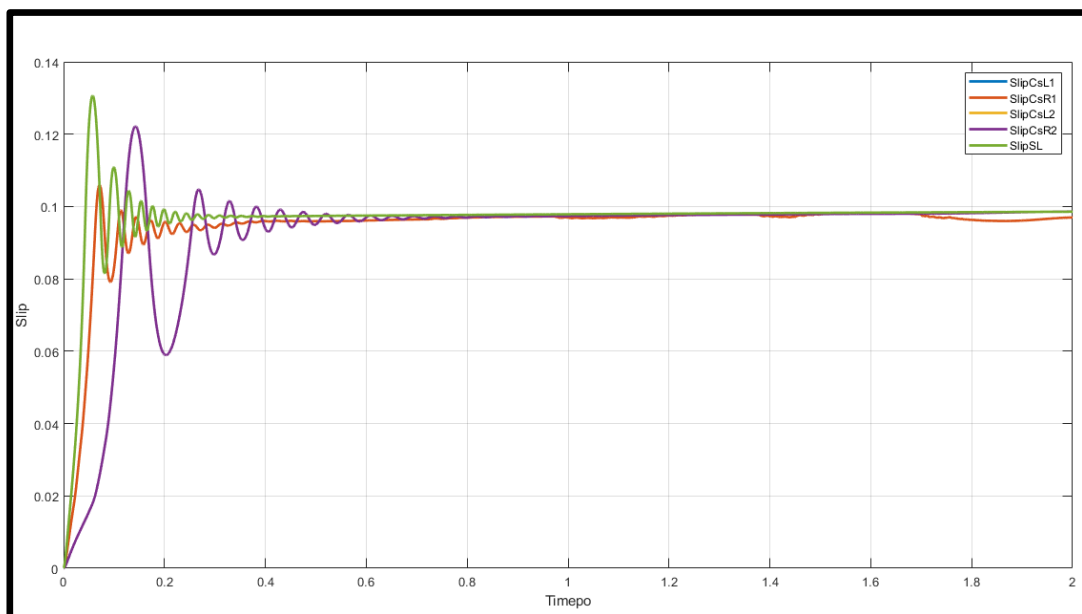


Figura 3-16 Gráfica del deslizamiento [Fuente propia]

Hay que tener en cuenta de que de nuestro modelo matemático creado en Simulink solo obtenemos los valores de una rueda para el par de frenado y la fuerza longitudinal, de ahí que lo multipliquemos por cuatro. Por el contrario, para los mismos parámetros del modelo generado por CarSim nos basta con incorporar un sumatorio para unificar el valor de las cuatro ruedas en una sola señal.

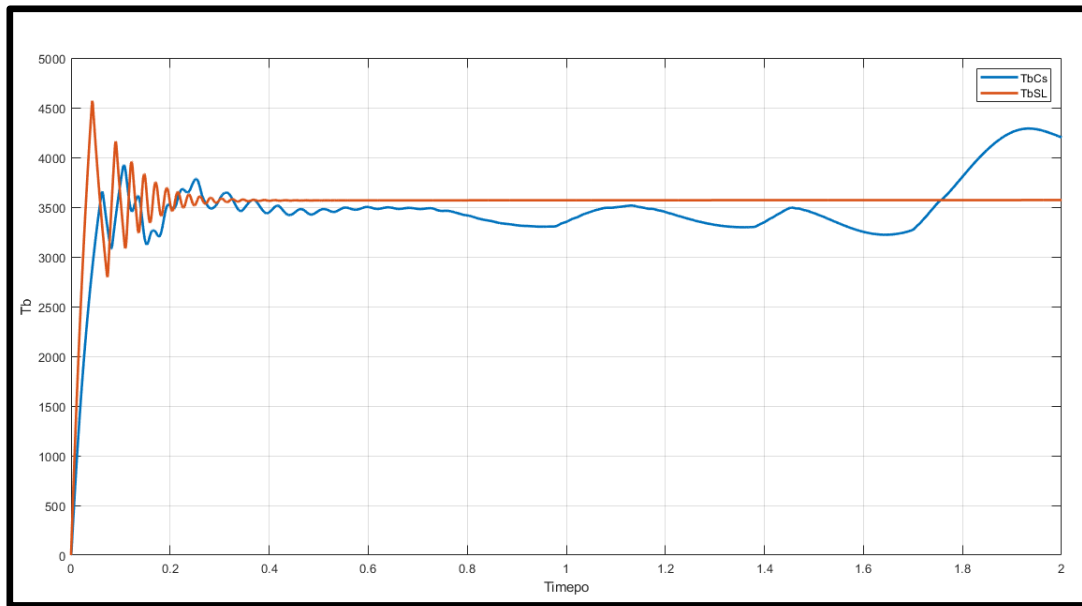


Figura 3-17 Gráfica del par de frenado [Fuente propia]

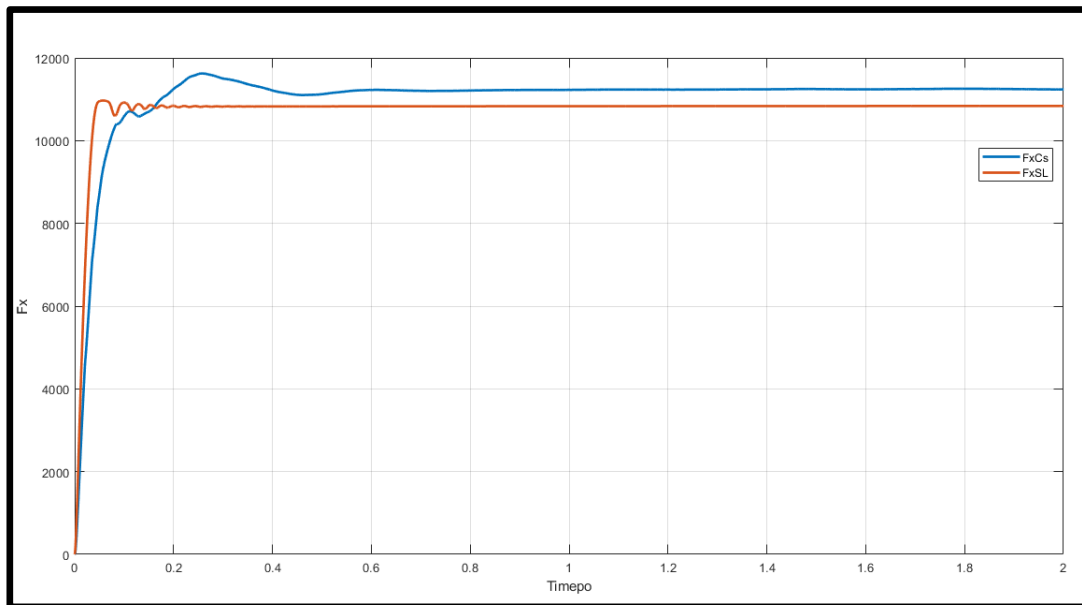


Figura 3-18 Gráfica de la fuerza longitudinal [Fuente propia]

A la vista de estos resultados consideramos nuestro modelo como válido para su uso en el diseño de los controladores.

Para conseguir tal exactitud únicamente hemos modificando ligeramente los valores de las variables iniciales de nuestro modelo creado en Simulink como la masa suspendida y los parámetros de Pacejka definidos en el apartado “*Model Properties*” de Simulink.

Los parámetros finales se presentan a continuación en las Tabla 3-2 y Tabla 3-3.

M (masa suspendida)	1200 Kg
Wheel_mass (masa rueda)	180 Kg
R (radio medio de rueda)	0.297 m
J (momento de inercia todas las ruedas)	3.52 Kg/m ²
Ref (referencia de slip)	0.1

Tabla 3-2 Parámetros finales

A	0.88
B	13
C	1.9
D	0.96
E	0.1

Tabla 3-3 Parámetros de Pacejka

3.5 Efecto dinámico de la velocidad

La señal de error que entra en un controlador viene definida por la fórmula (3.1):

$$\frac{\Delta\lambda}{\Delta u} = \frac{\alpha}{T_s + 1} * \frac{\beta}{Vel * K * S + \gamma} \quad (3.1)$$

Siendo α , β y γ parámetros a determinar.

Podemos observar como en el denominador, el termino que representa el polo ($Vel * K * S$) siendo K parte del producto, se encuentra multiplicado por la velocidad.

Para simplificar la operatoria y evitar que el denominador dependa de un parámetro variable como es la velocidad hemos decidido aprovechar el efecto dinámico de esta, tema tratado en la tesis de Solyom [51] en todos nuestros controladores.

Para ello multiplicamos la señal de entrada del controlador por la velocidad la cual sale de la planta y va actualizando el error continuamente, es decir, de manera dinámica. Por lo tanto, la fórmula (3.1) quedaría como la (3.2):

$$Vel * \frac{\Delta\lambda}{\Delta u} = \frac{\alpha}{T_s + 1} * \frac{\beta}{K * S + \gamma} \quad (3.2)$$

3.6 Control en Simulink

En este apartado se procederá a diseñar una serie de controladores comprobando su comportamiento con nuestra planta diseñada en Simulink para probar su valía.

3.6.1 Controladores Reset

El control reseteado es una estrategia de control no lineal que ya hemos tratado en el apartado del estado del arte “Reset” y consiste básicamente en añadir a un controlador lineal un mecanismo de puesta a cero, total o parcial, de los estados del controlador cuando se cumpla una condición.

Existen una gran variedad de controladores basados en este principio de funcionamiento, sin embargo, nosotros hemos decidido centrar nuestros esfuerzos sobre tres de ellos. El integrador de Clegg, FORE, y el PI-CI.

3.6.1.1 Integrador de Clegg

Esta idea se aplica por primera vez en 1958, a un integrador conocido como integrador de Clegg (CI), cuyo estado se anula si su entrada es cero, donde $e(t)$, la entrada del controlador, es la señal que dispara el reinicio del controlador cuando ésta se hace cero, tal y como podemos observar en la Figura 3-19 [52].

El funcionamiento de este elemento viene definido por las siguientes ecuaciones:

$$\begin{cases} \dot{u}(t) = e(t) & \text{si } e(t) \neq 0 \\ u(t^+) = 0 & \text{si } e(t) = 0 \end{cases} \quad (3.3)$$

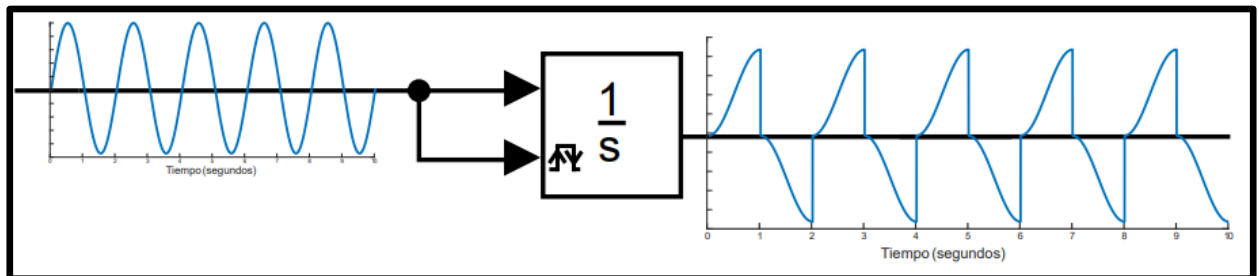


Figura 3-19 Diagrama de bloques de un integrador de Clegg [53]

La característica más relevante de este tipo de controladores es que disminuyen el sobreimpulso de los integradores tradicionales gracias a un adelanto de fase de 52° con respecto a un integrador convencional.

3.6.1.2 FORE

Basándose en el controlador expuesto en el apartado anterior, se ha desarrollado un controlador reseteado más sofisticado como es el FORE (*First Order Reset Element*). Se trata de un controlador reseteado muy simple y de bajo orden basado en el sistema LTI (Lineal Invariante en el Tiempo).

$$F(s) = \frac{K_c}{s + a_c} \quad (3.4)$$

La representación del controlador FORE (Figura 3-20) en el espacio de estados es:

$$\begin{cases} \dot{x}_r(t) = -a_c x_r(t) + K_c e & \text{si } e(t) \neq 0 \\ \dot{x}_r(t^+) = 0 & \text{si } e(t) = 0 \\ u(T) = x_r(t) \end{cases} \quad (3.5)$$

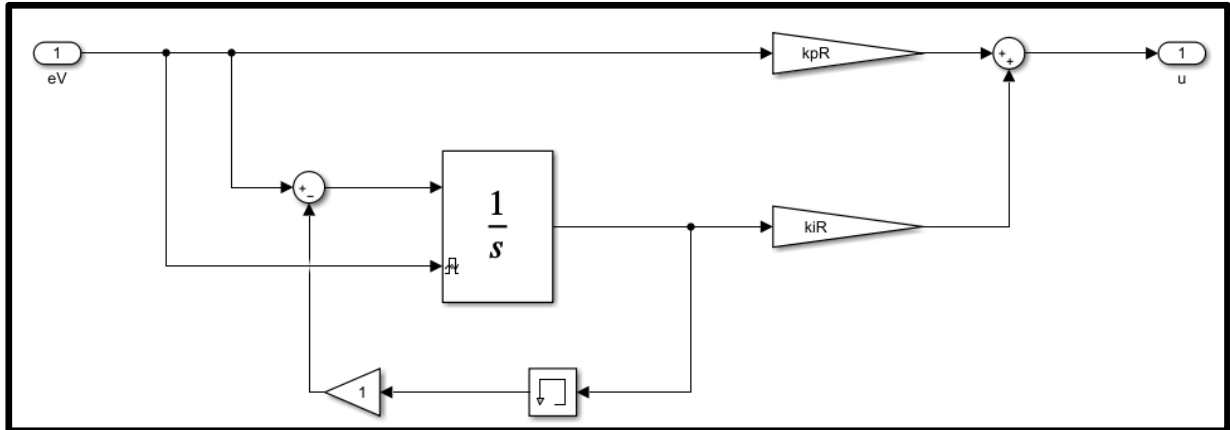


Figura 3-20 Diagrama de bloques de controlador FORE [Fuente propia]

Para crear el controlador FORE hemos partido de una configuración inicial de un controlador PI. La parte integradora le hemos incorporado una condición de reseteo de la señal de entrada cuando esta cruza por cero tanto en sentido ascendente como descendente (“either”). En la Figura 3-21 se puede observar los parámetros configurables del integrador que ofrece Simulink.

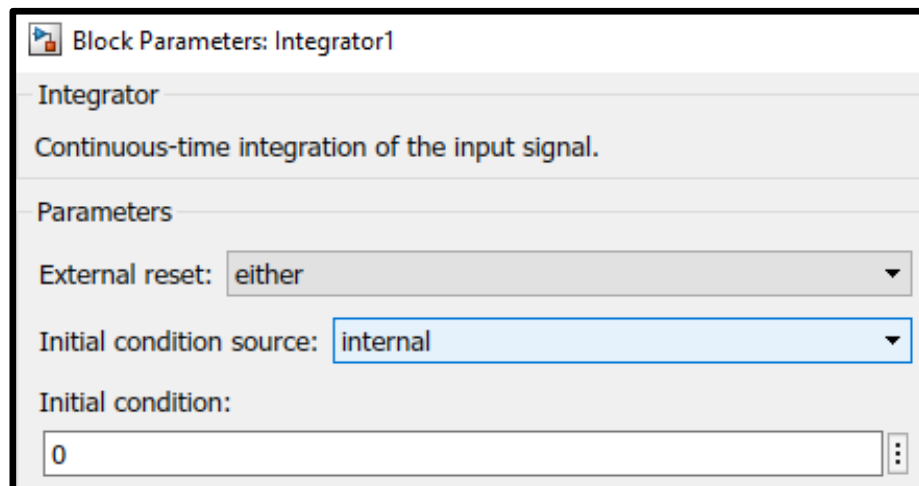


Figura 3-21 Configuración del integrador [Fuente propia]

La señal de salida a la salida del integrador se bifurca hacia la constante integración kpR , que se suma con la salida de la parte proporcional y la otra se redirige a la entrada del integrador multiplicándose por una constante conocida como polo, cuya función será restar el error de la señal de entrada

Como se mencionó con anterioridad, lo más común es que el cruce por cero de la señal de entrada del controlador es la condición que activa la acción de reinicio y aunque es cierto que este tipo de compensador puede superar a uno lineal, frecuentemente en la práctica, la condición de reinicio suele estar implementada por medio de una banda. Estas pueden ser bandas fijas o bandas variable, que normalmente son dependientes del error y su derivada.

1) Banda fija

Las bandas de reseteo fijas reinician los estados del controlador cada vez que su entrada entra en la banda de reinicio deseadas. Normalmente, esta superficie consiste en dos rectas de reinicio $B + \delta$ y $B - \delta$. Cabe destacar que si $\delta = 0$, se obtiene un compensador estándar activado con cruce por cero.

El uso de una banda de reinicio fija permite obtener potenciales mejoras, desde el punto de vista de la estabilidad y la eficiencia, en sistemas con retardos temporales conocidos (τ) para consignas de entrada constantes (r). Durante la fase de diseño, se debe seleccionar una banda de reinicio que produzca buenos resultados [53].

2) Banda variable

En el caso de una banda variable, el valor calculado de la misma podría no coincidir con el del instante de reinicio anterior. Para el cálculo de la banda se emplea una combinación del error y su derivada, tal como se muestra en la fórmula (3.6).

$$h \frac{d_e}{d_t} + e(t) = 0 \quad (3.6)$$

Donde h es un parámetro que puede ser escogido a voluntad. Esta superficie es una función continua de la señal de error. Al igual que en el caso de la banda fija, si $h = 0$, se obtiene un compensador estándar activado con cruce por cero. El uso de una banda de reinicio variable es adecuado cuando existen varios niveles de referencia o perturbación [53].

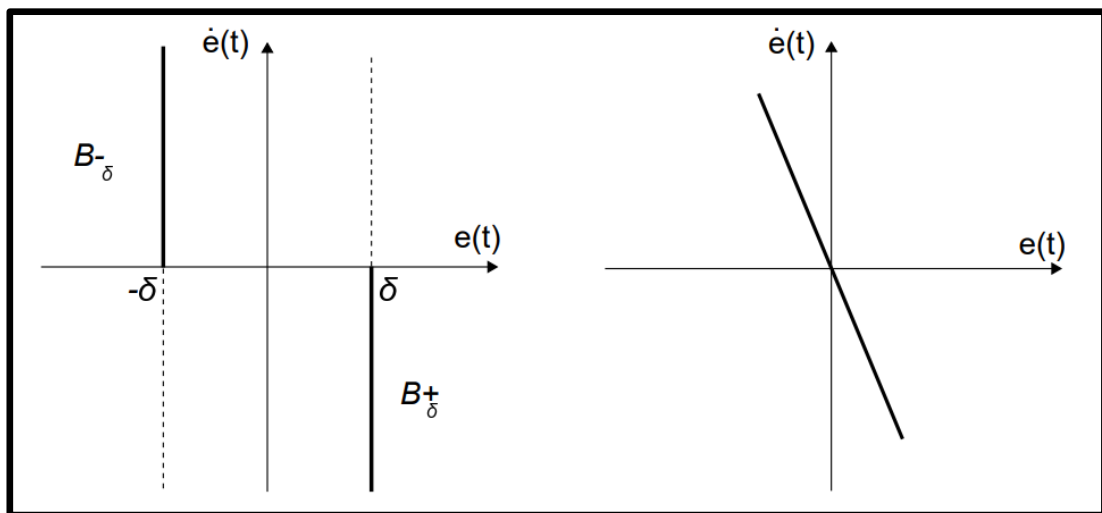


Figura 3-22 Banda de reinicio fija (izquierda) y banda de reinicio variable (derecha) [53]

Para observar su comportamiento y observar cómo evoluciona la señal de error, la de la salida del controlador y probar que controlamos el deslizamiento (slip) acoplamos en paralelo un sistema idéntico al nuestro pero controlado con un PID clásico siguiendo la disposición Figura 3-23.

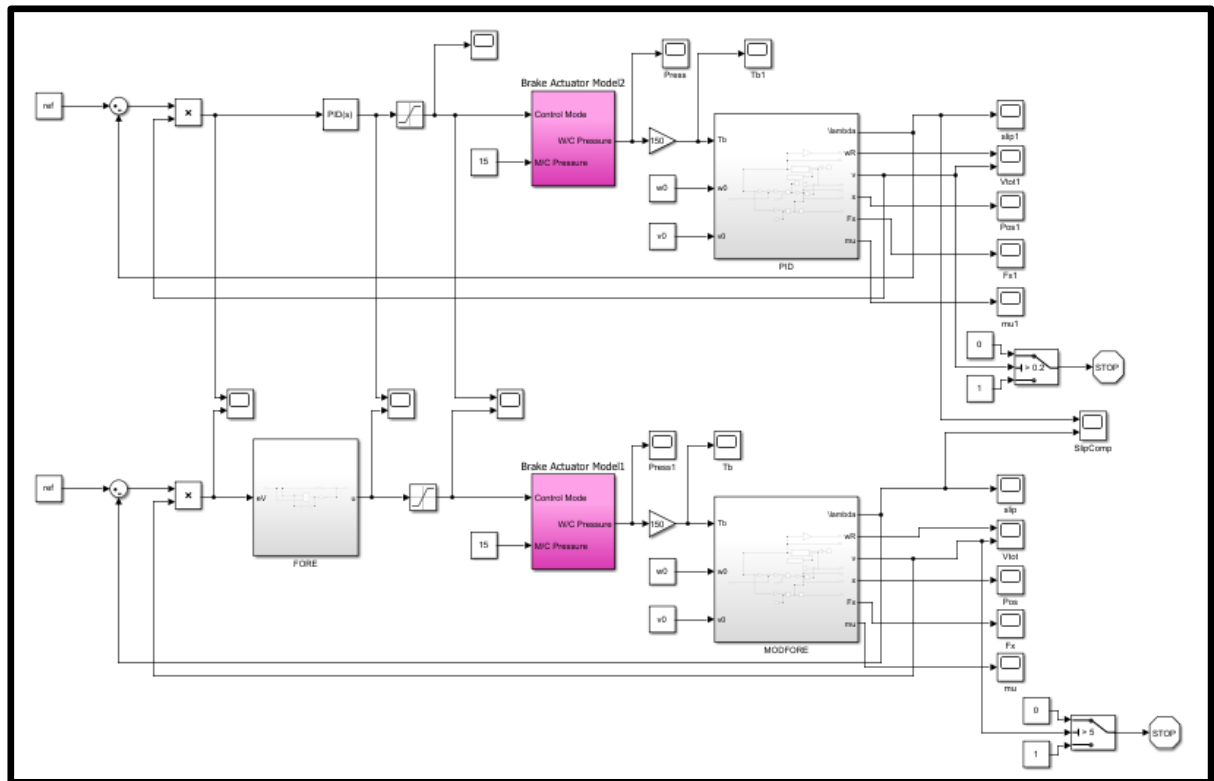


Figura 3-23 Controladores FORE y PID en paralelo [Fuente propia]

Mediante una serie de *Scopes* con dos entradas obtenemos las señales deseadas, reflejadas en la Tabla 3-4.

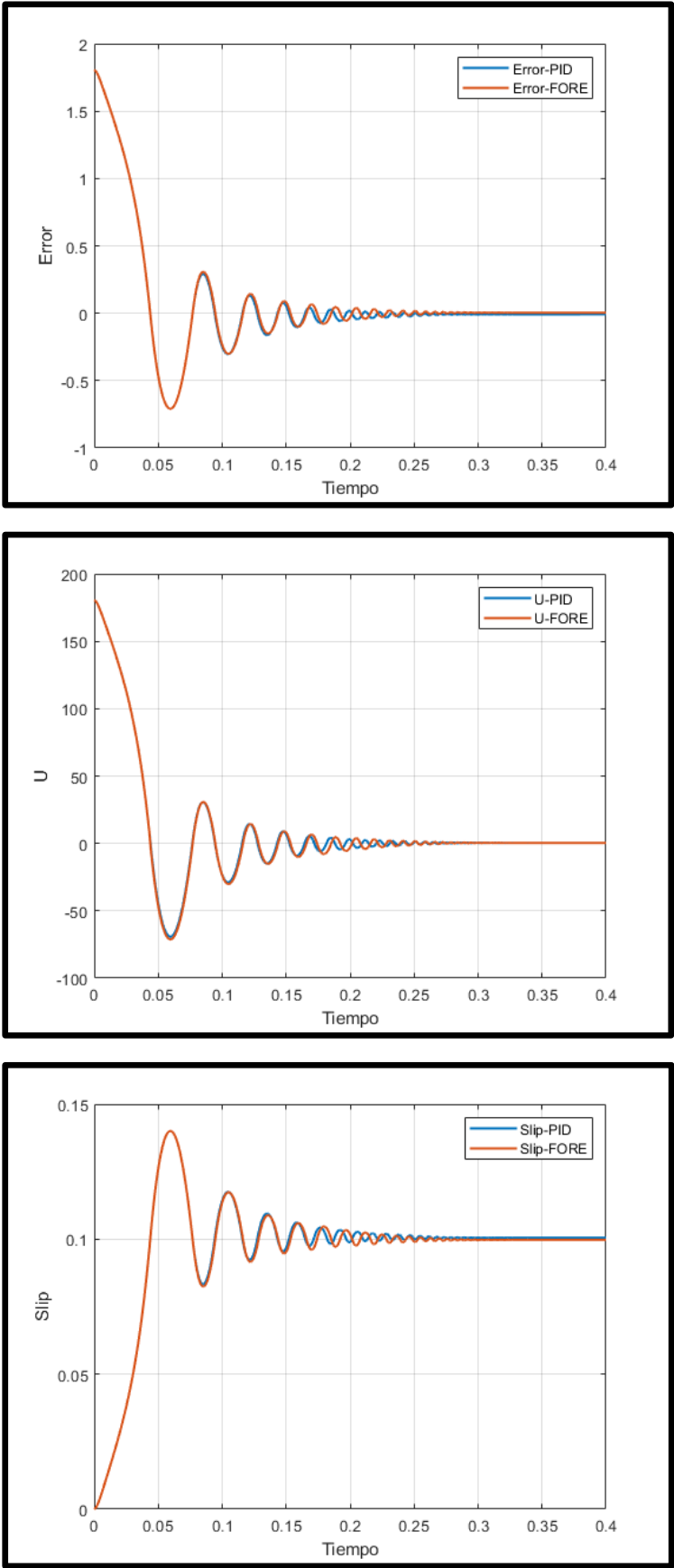


Tabla 3-4 PID vs FORE

3.6.1.3 PI-CI

Los dos tipos de controladores Reset que hemos visto hasta el momento son el integrador de Clegg y el FORE, ambos, casos muy sencillos de controladores Reset de bajo orden. No obstante, un controlador Reset puede ser tan complejo como se quiera. Un ejemplo de un controlador Reset de mayor complejidad es un PI+CI (Proporcional-integral + Integrador de Clegg).

Un controlador PI+CI conjuga la sencillez en la sintonización de un controlador PI con las ventajas que aporta el uso de un integrador de Clegg por tratarse de un compensador no lineal, no sujeto a las limitaciones fundamentales. Sin embargo, un integrador de Clegg también presenta alguna desventaja, como que carece de la capacidad de eliminar el error en régimen permanente ante perturbaciones de tipo escalón. La parte integral del PI, por el contrario, sí permite integrar el error hasta cero. En resumen, la adición de un integrador de Clegg produce una mejor respuesta transitoria del sistema, pudiendo, potencialmente, producir una respuesta que no sobreoscile y que a la vez tenga un error cero en régimen permanente gracias a la capacidad de la parte integral del PI.

Para diseñar este controlador acoplamos uno del tipo proporcional-integral (PI) en paralelo al integrador de Clegg (CI). (Figura 3-24)

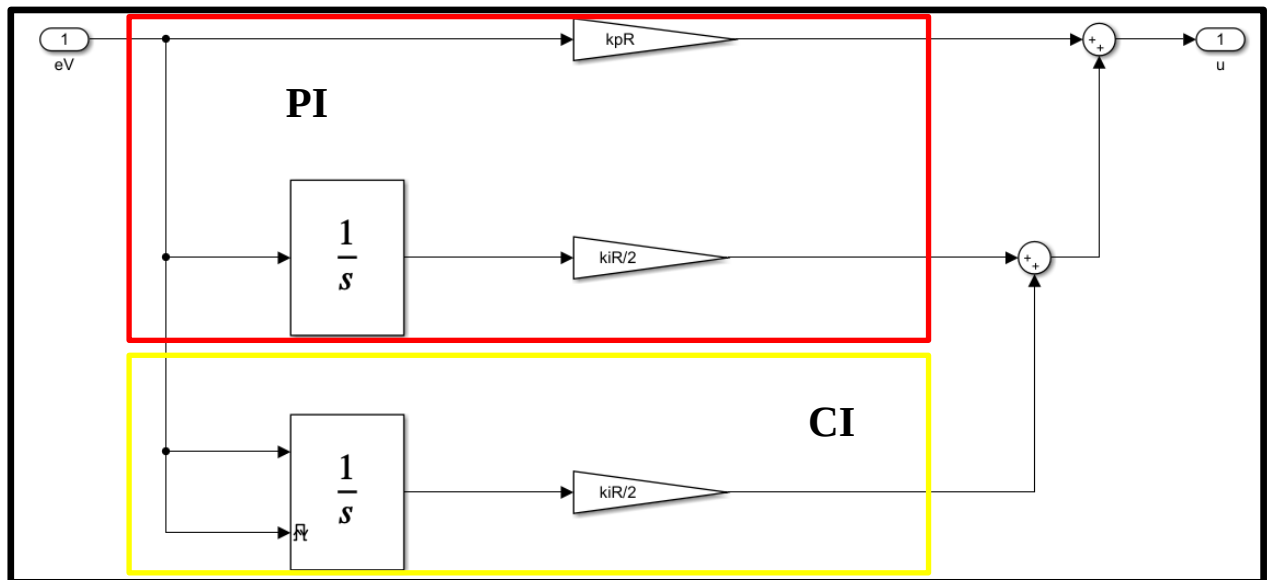


Figura 3-24 Controlador PI-CI diseñado en Simulink [Fuente propia]

La señal de entrada, e_v , es multiplicada por una constante kpR , perteneciente a la parte proporcional del controlador PI y al mismo tiempo se integra para ser posteriormente multiplicada por la constante kpI , que corresponde a la parte integradora del mismo controlador. Ambas señales resultantes se unen en un sumatorio.

El integrador de Clegg está formado por un integrador, al cual se le añade una condición de reinicio de la señal de entrada cuando esta cruza por cero tanto en sentido ascendente como descendente (“either”) al igual que configuramos anteriormente para el controlador FORE.

Los resultados de la Tabla 3-5 muestran los resultados de este controlador que obtenemos de emplear una disposición idéntica a la Figura 3-23.

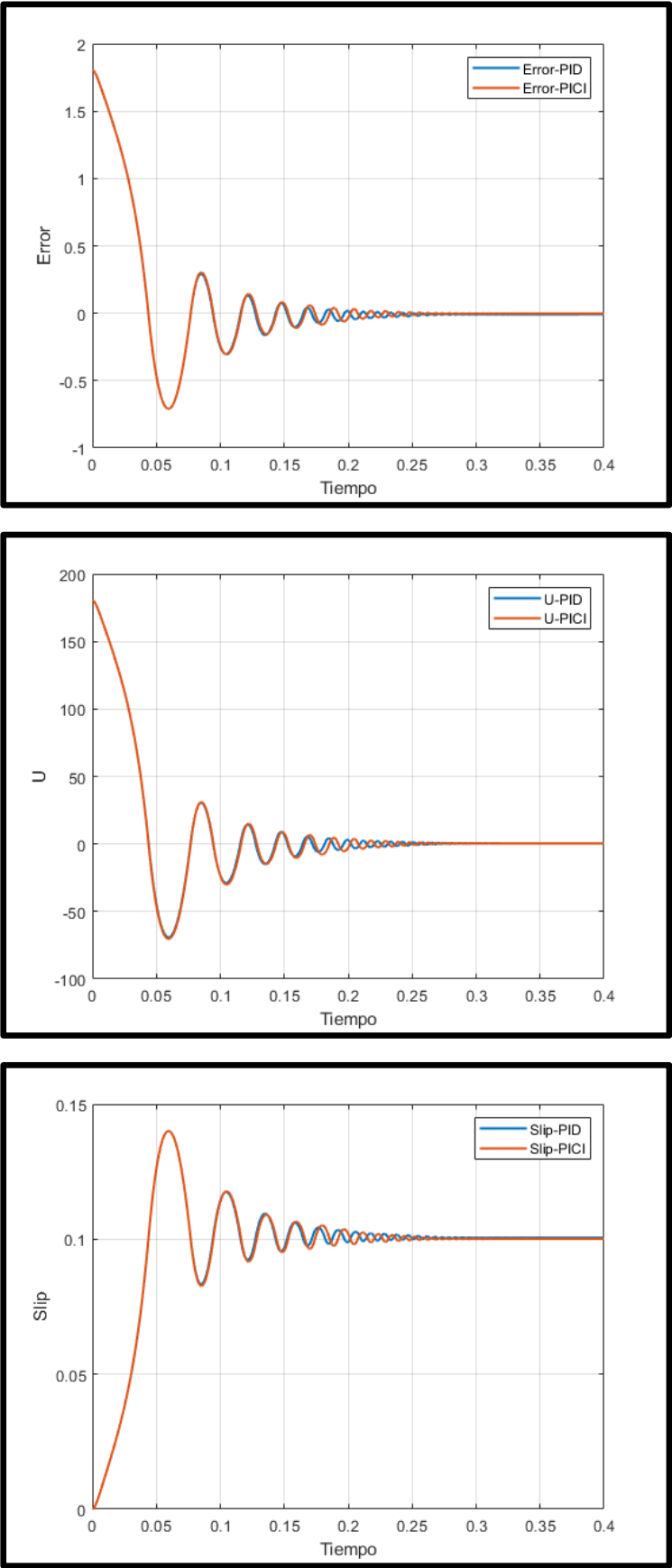


Tabla 3-5 PID vs PI-CI

3.6.1.4 Problemática de la planta

Como hemos podido observar tanto para el controlador FORE, como para el PI-CI, las señales de error, la de salida del controlador y el slip son prácticamente iguales a las de un controlador clásico PID.

Esto se debe a que algunos tipos de plantas altamente complejas que contienen ceros o retardos de tiempo en la acción, como el caso de la nuestra, (ya que cuando el conductor acciona el freno el vehículo no empieza frenar directamente) no pueden ser tratadas con este tipo de controladores.

Sin embargo, para plantas más sencillas que no presenten tantas no linealidades, los controladores Reset si actúan correctamente como podemos ver en el ejemplo que planteamos a continuación.

Este ejemplo lo hemos extraído de la introducción del trabajo de Alfonso Baños y Antonio Barreiro [30]. Para ello creamos un sistema formado por un controlador Reset de primer orden (FORE) acoplado a una planta simplificada definida por la siguiente función de transferencia (fórmula 3.7)

$$P(s) = \frac{s + 1}{s^2 + 0.2s} \quad (3.7)$$

El controlador Reset está programado para convertir el error a cero cada vez que la señal pase por cero. Para comprobar el comportamiento real de este controlador los vamos a comparar con un controlador lineal puro (fórmula 3.8) acoplado a la misma planta ya mencionada.

$$C(s) = \frac{1}{s + 1} \quad (3.8)$$

La disposición final será igual a la que aparece en la Figura 3-25.

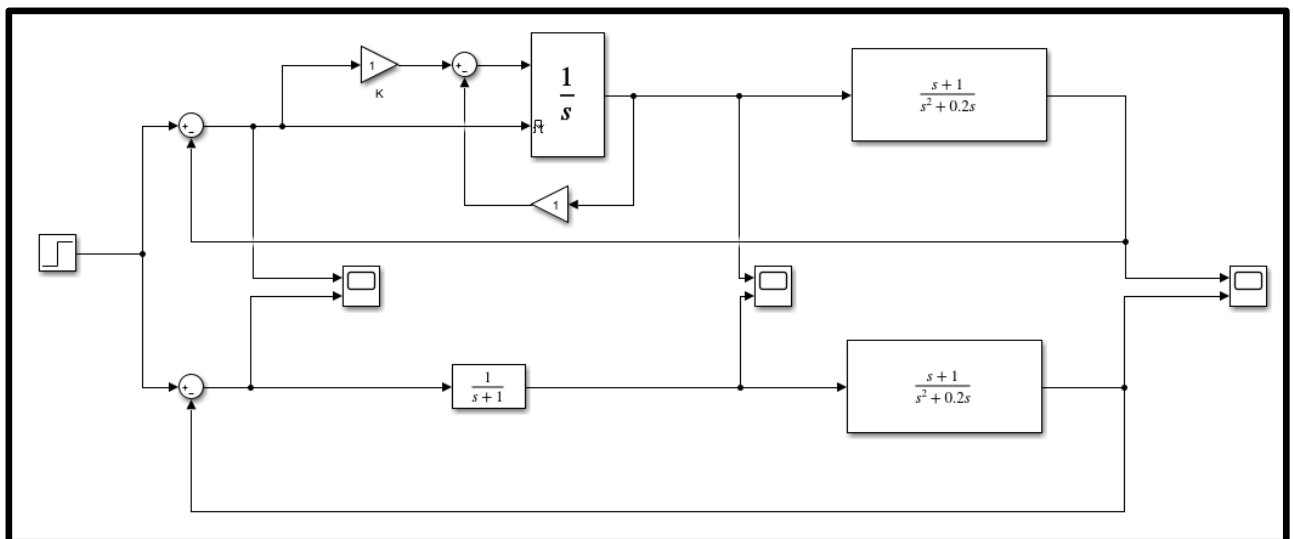


Figura 3-25 FORE vs Controlador lineal [Fuente propia]

La Tabla 3-6 contiene las gráficas de respuestas de cada controlador a una señal escalón en el instante $t = 0$.

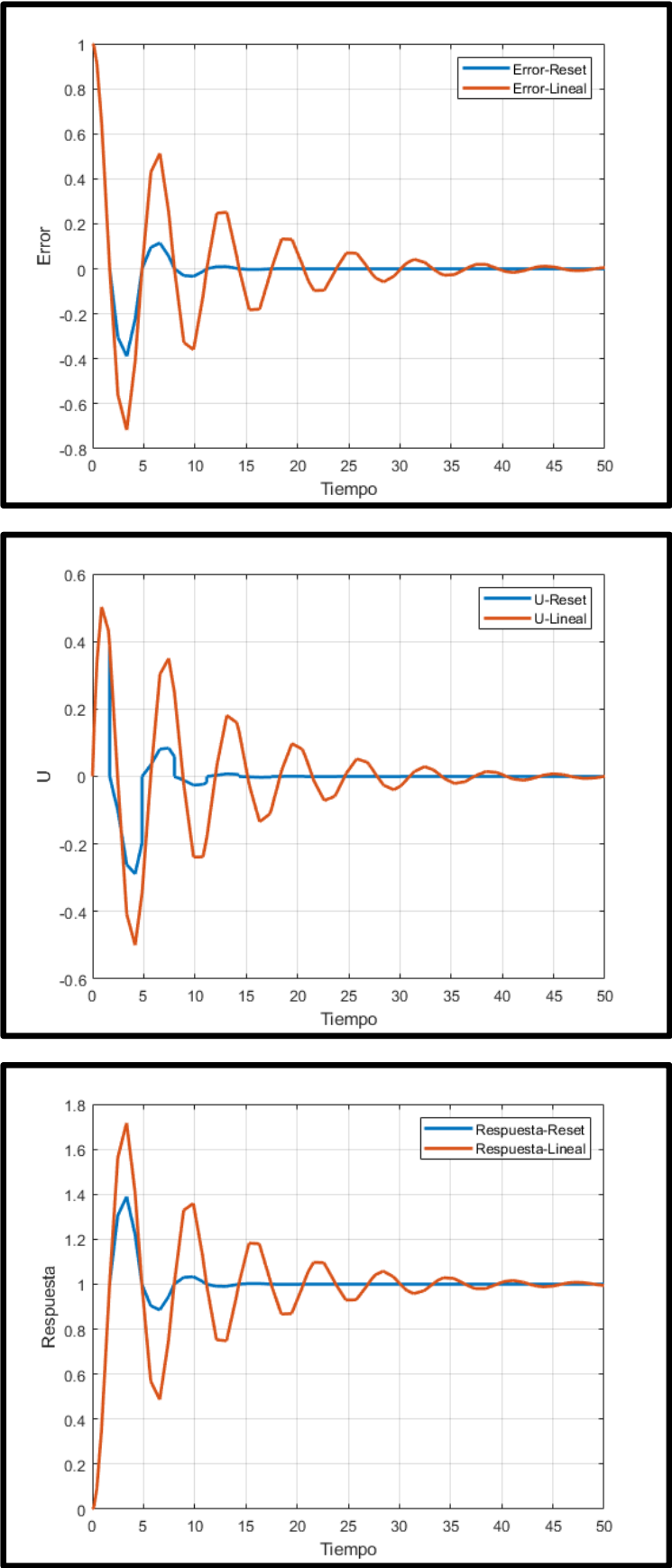


Tabla 3-6 FORE vs controlador lineal

Para nuestra nueva planta podemos observar como el controlador Reset disminuye hasta en un 40% la sobreoscilación de la señal de respuesta del controlador lineal y haciéndola desaparecer mucho más rápido. Alcanzando el valor deseado (la unidad) mucho más rápido.

También se aprecia claramente la acción de resteo en la señal de salida del controlador (U) cuando el error corta al cero en ambos sentidos.

3.6.2 Controlador SMC

Para diseñar nuestro controlador en modos deslizantes primero debemos recordar que estos controladores están formados por una función continua y otra discontinua como hablamos con anterioridad en el apartado “SMC”. La parte continua definía la superficie de deslizamiento mientras que la discontinua forzaba el error hacia esta.

Antes de desarrollar este controlador debemos de fijar el valor de dos constantes, K y γ (δ), que serán de vital importancia para generar la función discontinua (Figura 3-26).

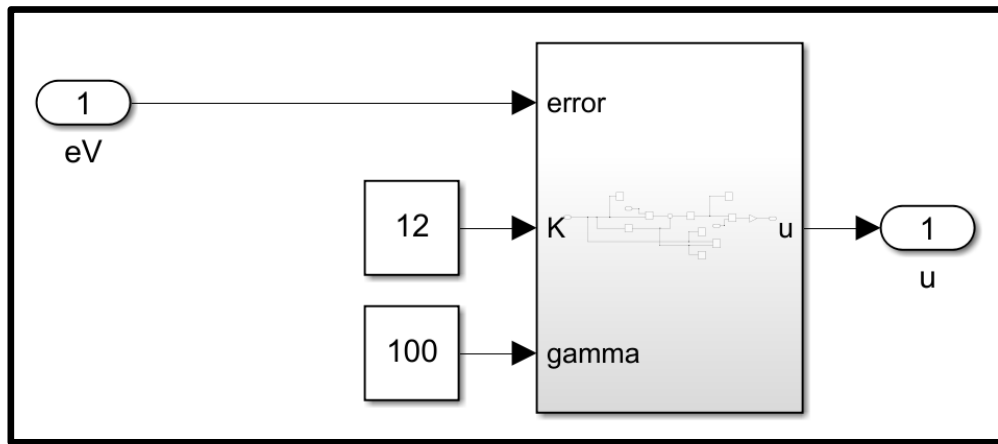


Figura 3-26 Subsistema que aloja el SMC [Fuente propia]

La función discontinua (fórmula 3.9) se describe como:

$$\mu_D(t) = K \operatorname{sign}(s(t)) \quad (3.9)$$

Donde K es el parámetro de sintonización encargado de la velocidad de alcance de la superficie de deslizante, y $\operatorname{sign}(s(t))$ es la función no lineal de la superficie de deslizamiento.

Para evitar el fenómeno conocido como “chattering” que genera oscilaciones de alta frecuencia (ver en “SMC”) la ley de control de la parte discontinua está diseñada con la función signo (recuadro rojo de la Figura 3-27) suavizando la función discontinua y aproximando su comportamiento al de una sigmoide (fórmula 3.10).

$$\operatorname{sigmoide}(s(t)) = K \frac{s(t)}{|s(t)| + \delta} \quad (3.10)$$

Y δ es un parámetro escalar de sintonización positiva para ajustar la sigmoide y reducir las oscilaciones previamente comentadas.

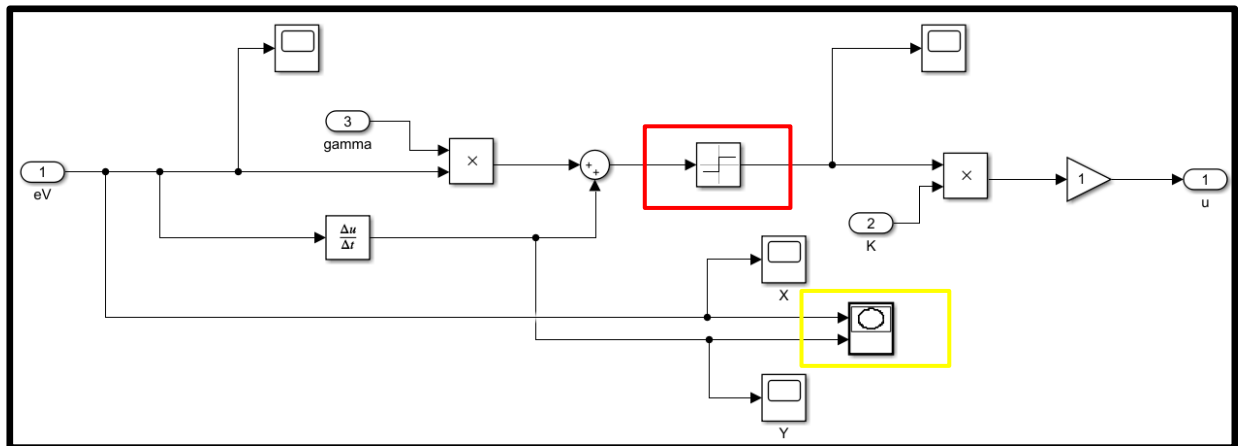


Figura 3-27 Diagrama de bloques del controlador SMC [Fuente propia]

Con el error (X) y con la derivada del mismo (Y), lo introducimos en un bloque X-Y de Simulink (recuadro amarillo) para obtener la interpretación gráfica del controlador SMC. El resultado lo podemos visualizar en la Figura 3-28.

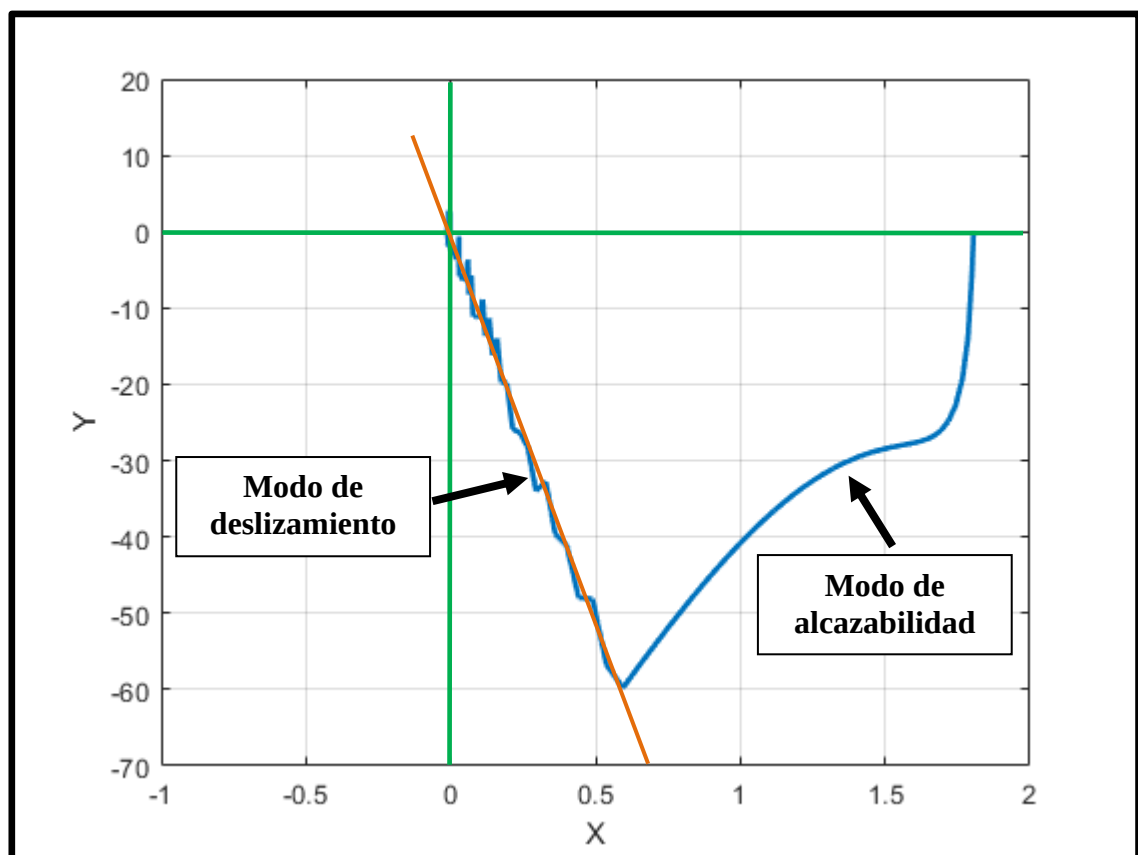


Figura 3-28 Interpretación gráfica del SMC [Fuente propia]

Las líneas verdes representan los ejes de coordenadas, la línea naranja la superficie de deslizamiento (función continua) y la línea azul (función discontinua) generada por nosotros donde claramente podemos apreciar el modo de alcanzabilidad (dependiente de K) y el modo de deslizamiento (dependiente de δ).

Al igual que en los casos anteriores comparamos el error, la salida del controlador y el slip con un PID.

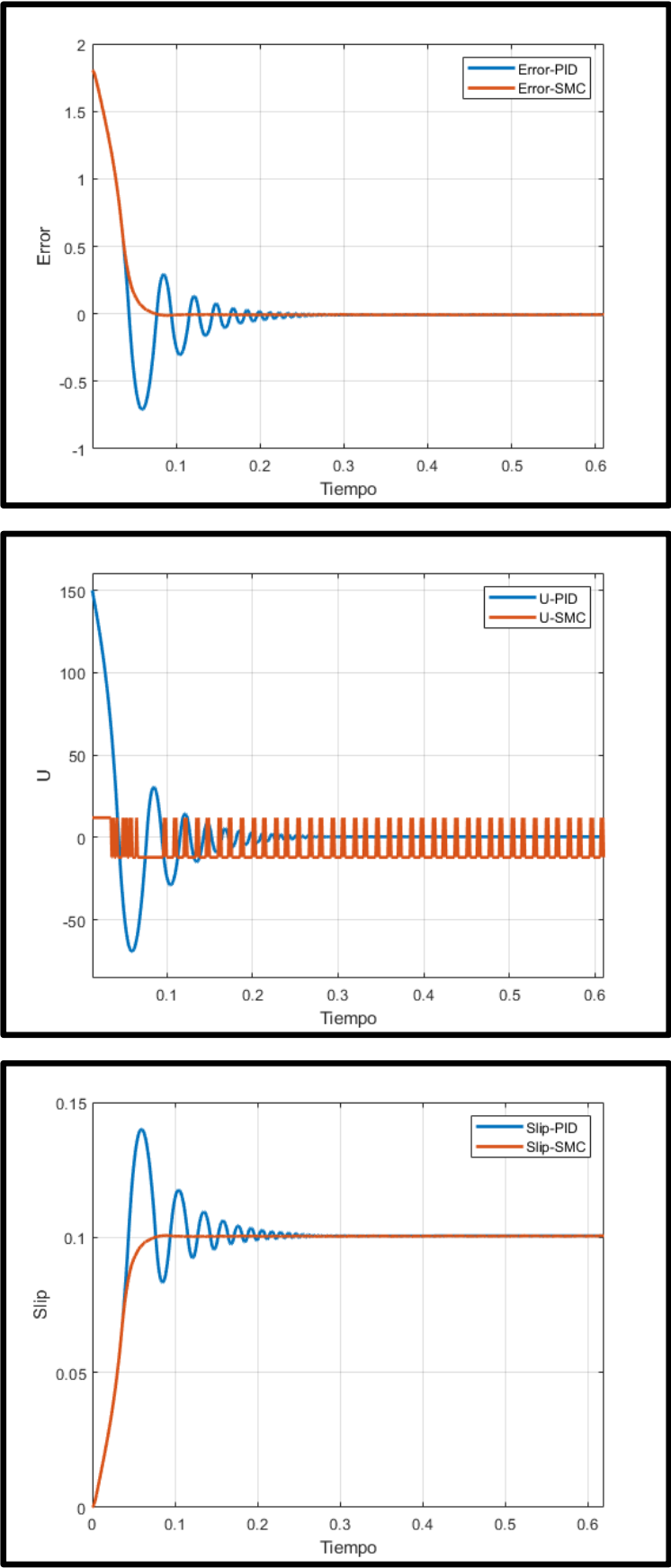


Tabla 3-7 PID vs SMC

Al contrario que en los controladores Reset el controlador SMC sí que actúa correctamente sobre nuestra planta. El error pese a tardar del orden de 0.025 segundos más en alcanzar el valor de referencia, este no sobreoscila como en el PID y una vez alcanzado el valor deseado permanece constante en el tiempo. Para conseguir este efecto, la señal de salida del controlador sufre oscilaciones de alta frecuencia, manteniendo así el deslizamiento en 0.1 y nunca superando dicho valor, lo cual es beneficioso para mantener el control del vehículo a lo largo de toda la frenada.

3.6.3 Controlador MPC

El último controlador que hemos implementado es un MPC (*Model Predictive Control*) del que ya hemos hablado en el apartado “MPC”. Este controlador presenta ciertas diferencias respecto a los anteriores ya que no se diseña con los bloques tradicionales de Simulink, sino que es necesario descargar una serie de librerías de la página oficial de Matlab. Las librerías que debemos descargar son las siguientes:

- Control Design: Software: permite generar el código automáticamente para conseguir linealizar la planta en el controlador.
- Model Predictive Control Toolbox: nos brinda las funciones, aplicaciones y bloques de Simulink necesarios para diseñar y simular controladores MPC tanto lineales como no lineales. Esta librería nos permite especificar la planta, las perturbaciones, los horizontes y el peso de las variables. (Véase en Figura 3-29)

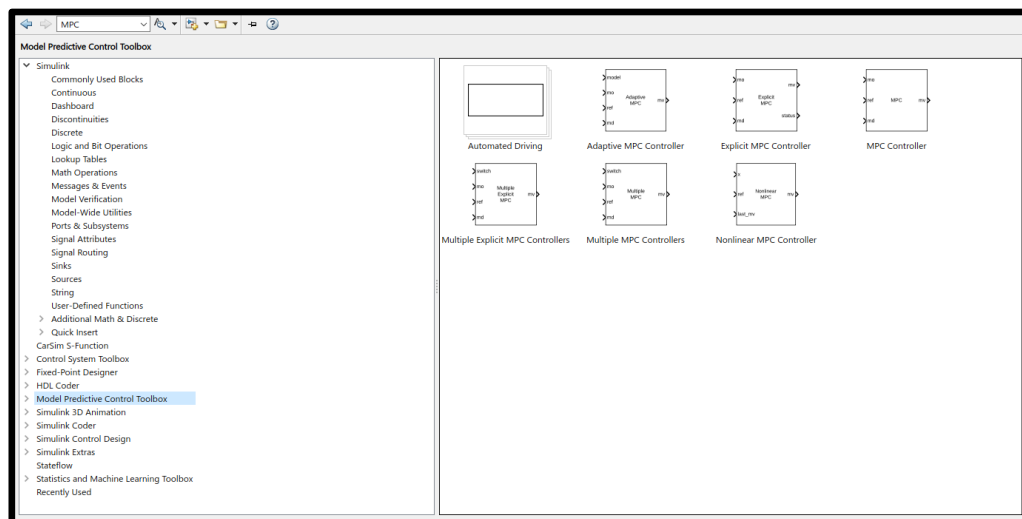


Figura 3-29 Model Predictive Control Toolbox [Fuente propia]

Entre todos los bloques que podemos elegir, escogemos el “MPC Controller”, y eliminamos la entrada de perturbaciones, obteniendo un bloque como el de la Figura 3-30.

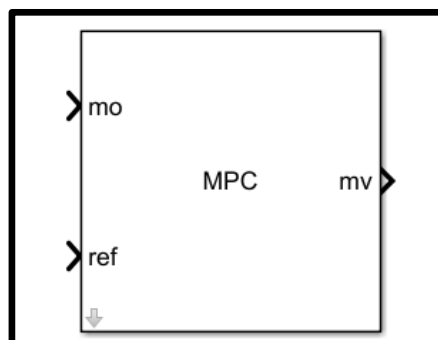


Figura 3-30 Bloque del controlador MPC [Fuente propia]

Ahora tenemos que crear nuestro sistema. La salida mv se conecta al actuador del freno y este a su vez a nuestra planta, es decir, al modelo un cuarto de vehículo. La entrada del bloque ref , es la misma que para los controladores anteriores, una constante de valor 0.1. Finalmente, en la entrada mo es la variable dependiente que queremos que se actualice constantemente, esta es el valor del deslizamiento. Una vez conectados todos los bloques obtenemos un sistema como el que se puede observar en la Figura 3-31.

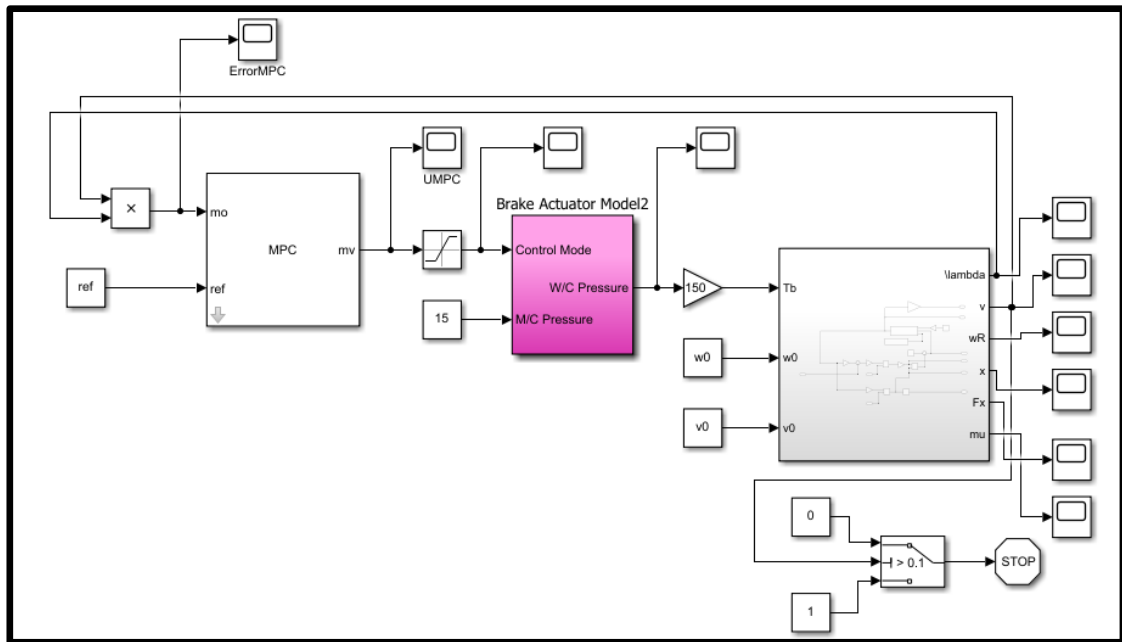


Figura 3-31 Sistema de control para el MPC [Fuente propia]

Una vez conformado el sistema, es hora de programar nuestro controlador. Recordemos que un controlador MPC está formado por una planta linealizada y un optimizador, que ajusta los parámetros de dicha planta de la mejor manera posible para la consecución del objetivo, que no es otro que lograr controlar el deslizamiento.

Para crear la planta, accedemos al controlador y pulsamos el botón “*design*”. A continuación, se desplegará el menú “*MPC Designer*” (Véase en Figura 3-32). En “*MPC Structure*” (cuadro rojo) podemos seleccionar las variables de entrada (MV) y las de salida (MO) y en “*Change I/O Sizes*” (cuadro amarillo) el número de las mismas.

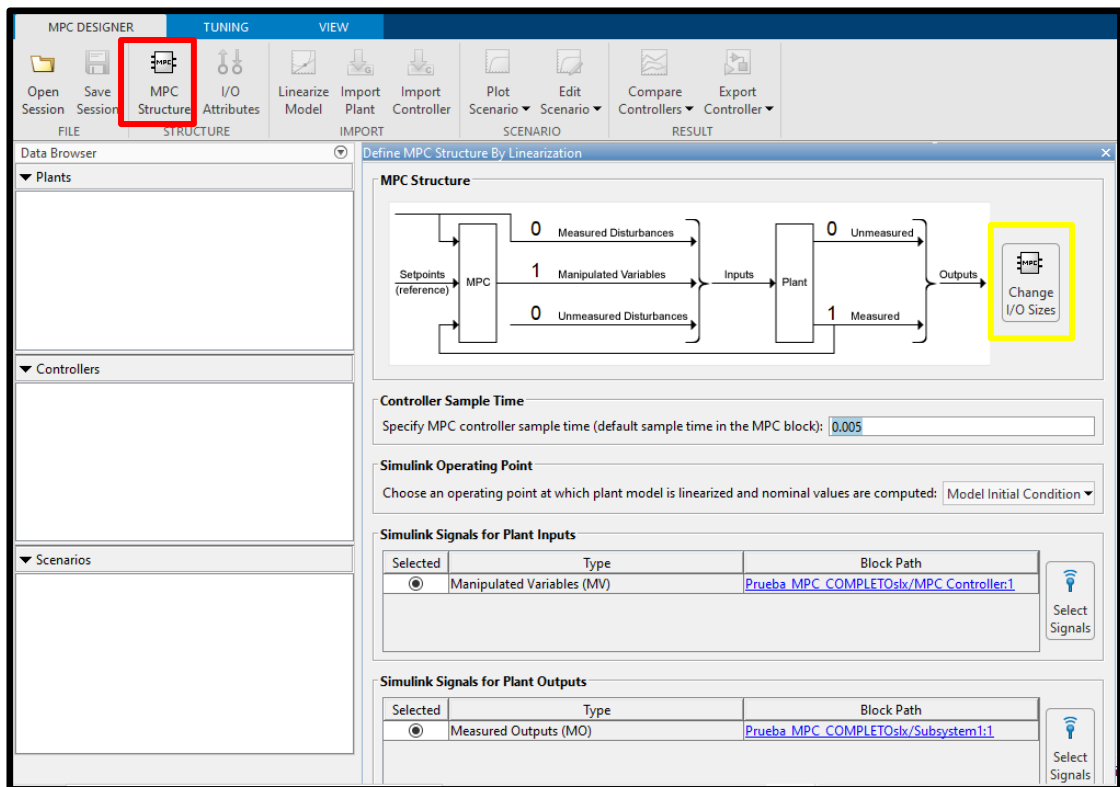


Figura 3-32 MPC Designer [Fuente propia]

Una vez configurada la planta interna, esta se linealiza y se importa. En la parte izquierda del menú aparecen la planta, el controlador y el escenario. También se crean dos gráficas que representan las señales de entrada y de salida de la planta interna. (Figura 3-33)

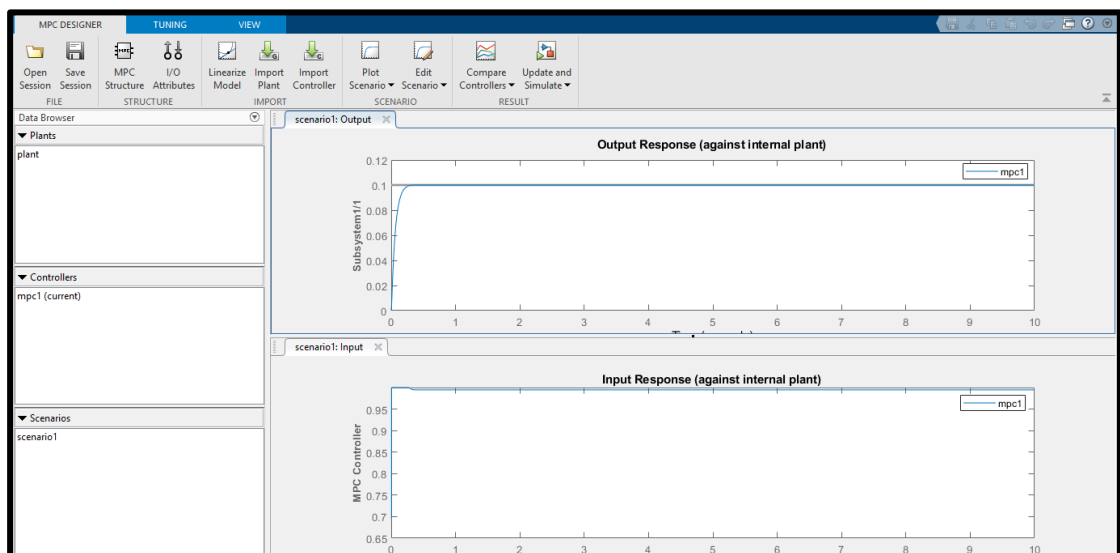


Figura 3-33 Planta interna linealizada [Fuente propia]

El último paso es sintonizar el controlador para ello pasamos a la pestaña de “*tuning*” (Figura 3-34) donde podemos fijar los márgenes de trabajo (*Constraints*), el peso de cada variable (*Weights*) así como el comportamiento que queramos que tenga, más robusto o más agresivo y si queremos que alcance el valor de referencia más rápido o más despacio.

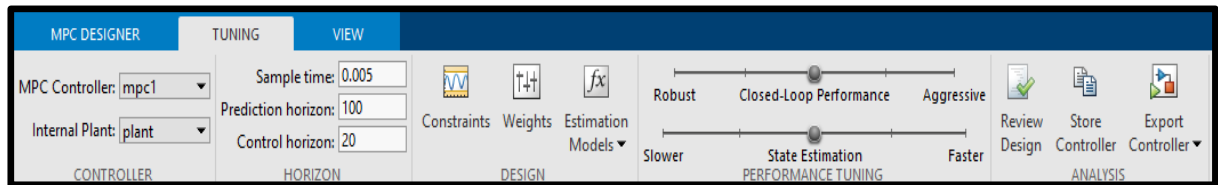


Figura 3-34 Ventana de sintonización del controlador [Fuente propia]

Sin embargo, los parámetros más importantes para determinar en este tipo de controladores son, el tiempo de muestro, el horizonte de predicción y el horizonte de control.

Un tiempo de muestro demasiado grande haría que el controlador no fuera capaz de detectar pequeñas perturbaciones. Por el contrario, un tiempo de muestro demasiado pequeño generaría demasiadas interacciones. Por lo general se suele fijar a un 10% del tiempo de subida. En nuestro caso lo establecemos a 0.005 segundos.

El número de muestras futuras que utilizara el controlador para su predicción, se conoce como horizonte de predicción y muestra como de lejos es capaz de visualizar su reacción. Para nuestro controlador lo hemos fijado en 100.

El último parámetro es el horizonte de control, el cual define el número de acciones de control para cada muestra de tiempo. Un horizonte de control más grande, mejora la predicción a costa de una mayor complejidad. Aunque se puede establecer un horizonte de control igual de grande que el horizonte de predicción, cabe destacar que solo las primeras acciones de control producen cambios significativos, por lo que se suele fijar a un 10% o 20 % del valor de este último por lo que lo hemos fijado en 20.

En la Tabla 3-8 vemos el comportamiento del controlador MPC en comparación con un PID. Viendo la señal del error y del deslizamiento, podemos asemejarlo al SMC. Sin embargo, la señal de salida del controlador es completamente distinta. Está grafica hemos decidido separarla porque el PID al tener una ganancia tan alta, la señal tiene unos valores del orden de 100 veces más grande que en el MPC.

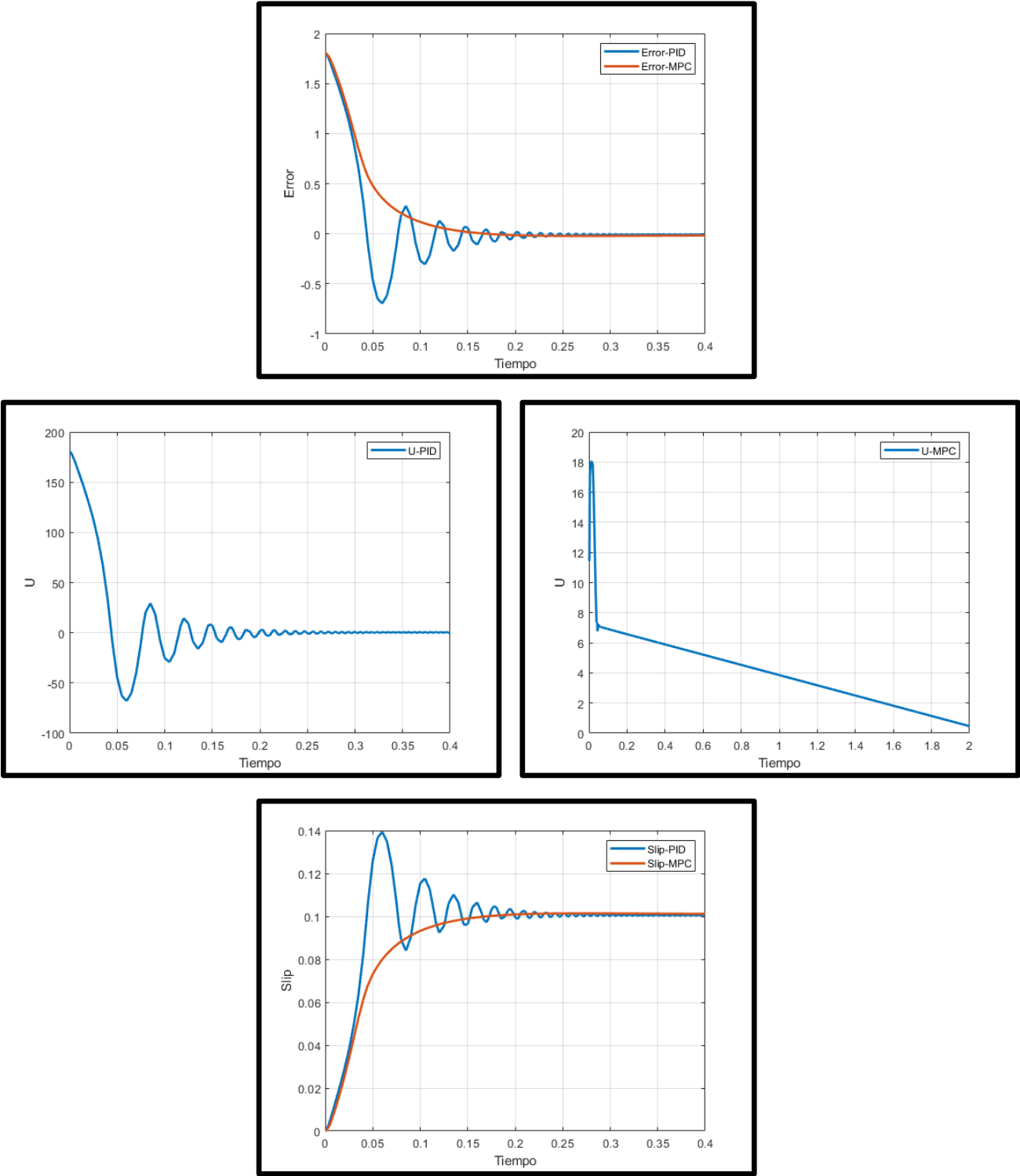


Tabla 3-8 PID vs MPC

3.6.4 Controlador Adaptativo

El controlador adaptativo que vamos a tratar es uno del tipo MRAC (*Model Reference Adaptive Control*) del cual ya hemos hablado con anterioridad en el apartado “MRAC”.

3.6.4.1 MRAC

Este tipo de controlador permite solventar imperfecciones paramétricas. En los casos anteriores se diseñó un controlador para una planta ideal. Sin embargo, la realidad es muy distinta, ya que valores como el de la masa de vehículo o el radio de la rueda entre otros pueden variar en función del número de ocupantes, carga del vehículo o condiciones atmosféricas.

Este controlador (Figura 3-35) está formado por un sistema (controlador + planta) ideal el cual se utilizará como referencia, es decir, como modelo a imitar por nuestro sistema real, al cual le hemos modificado la masa ($Masa \cdot 1.1$) y la inercia de la rueda ($1/J \cdot 1.1$). A la salida de este último se encuentra un mecanismo de adaptación, cuya función es imitar lo máximo posible el comportamiento del modelo. El mecanismo de adaptación está compuesto por una ganancia y un integrador que realimentan con un sumatorio el error de referencia que entra en el controlador del modelo real.

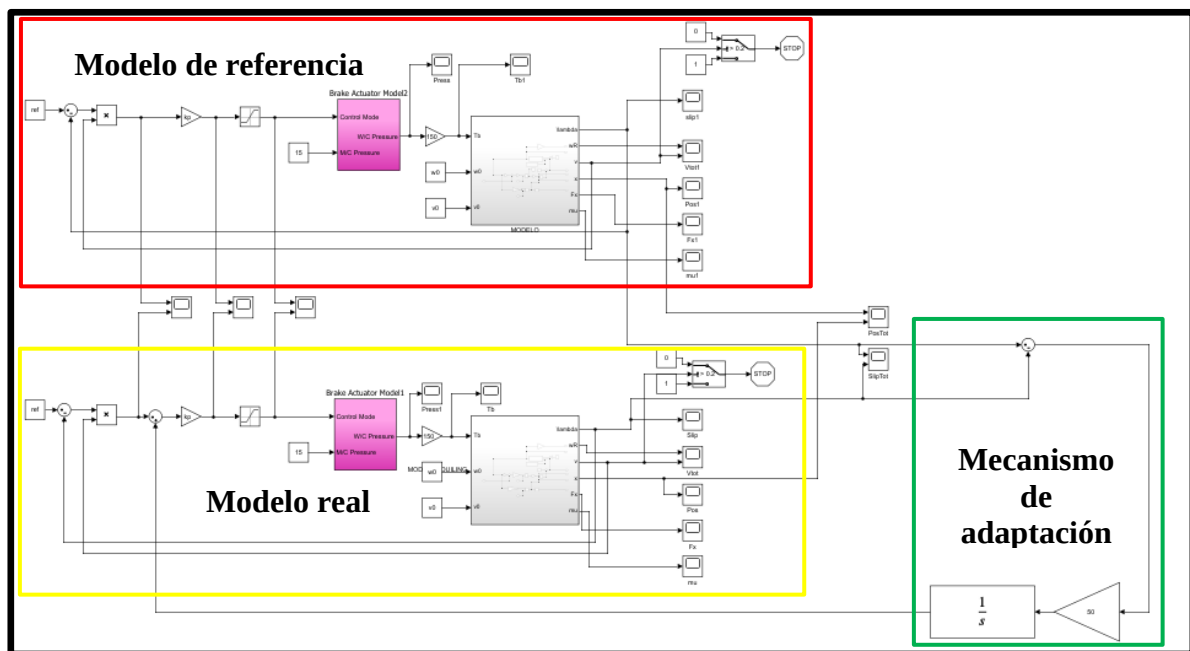


Figura 3-35 Controlador MRAC [Fuente propia]

El parámetro que se actualiza, es decir, que se adapta, a medida que avanza la simulación es el valor del deslizamiento. El valor real ($\hat{\lambda}$), se resta del valor de referencia ($\tilde{\lambda}$) para intentar que el resultado de dicha operación ($\Delta\lambda$) sea cero, consiguiendo así que ambos modelos sean idénticos.

$$\Delta\lambda = \tilde{\lambda} - \hat{\lambda} \quad (3.9)$$

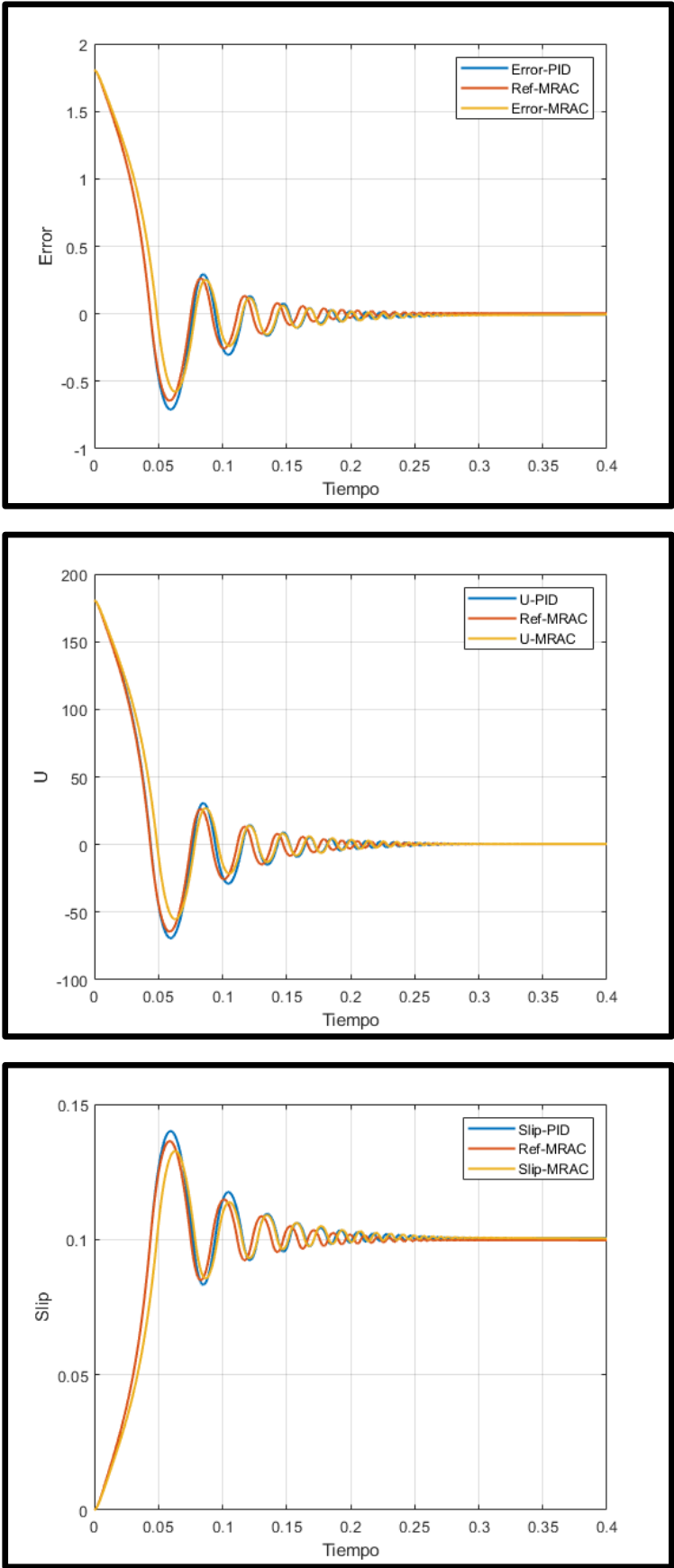


Tabla 3-9 PID vs MRAC

En la Tabla 3-9 observamos las gráficas obtenidas de este controlador. En ellas se pueden apreciar tres curvas. La primera, la azul, perteneciente al controlador PID, la cual, como en los casos anteriores, se caracteriza por su sobreoscilación. La segunda, la roja, muestra el comportamiento ideal que optimizaría los valores de todos los parámetros de la planta y mejoraría la frenada. Finalmente, la última curva, la naranja, muestra el comportamiento real de la señal de nuestro controlador. Esta curva tiende a imitar a la anterior y aunque no sean idénticas (debido a las diferencias paramétricas iniciales), las diferencias se van atenuando a medida que avanza la simulación.

4 RESULTADOS

4.1 Descripción del apartado

En este cuarto apartado, se mostrará el funcionamiento real de los controladores desarrollados en el apartado anterior. Veremos cómo se comporta cada uno de ellos en condiciones diferentes, para realizar el análisis correspondiente, ver cuál de todos ellos es el más eficiente para las situaciones estudiadas y barajar la viabilidad de su implementación en un vehículo real.

4.2 Control en CarSim

Para garantizar el correcto funcionamiento de nuestros controladores es necesario probarlos en un escenario “real” y comprobar que su funcionamiento es tan válido como en los modelos matemáticos. Por ello hemos decidido diseñar un sistema como el de la Figura 4-1, en el cual comparamos los valores obtenidos de implementar nuestro controlador en CarSim con los ya obtenidos de los modelos matemáticos anteriormente. Aunque solo mostraremos los resultados obtenidos del modelo de CarSim, con esta disposición podemos observar claramente si los valores obtenidos son coherentes con los ya estudiados o no.

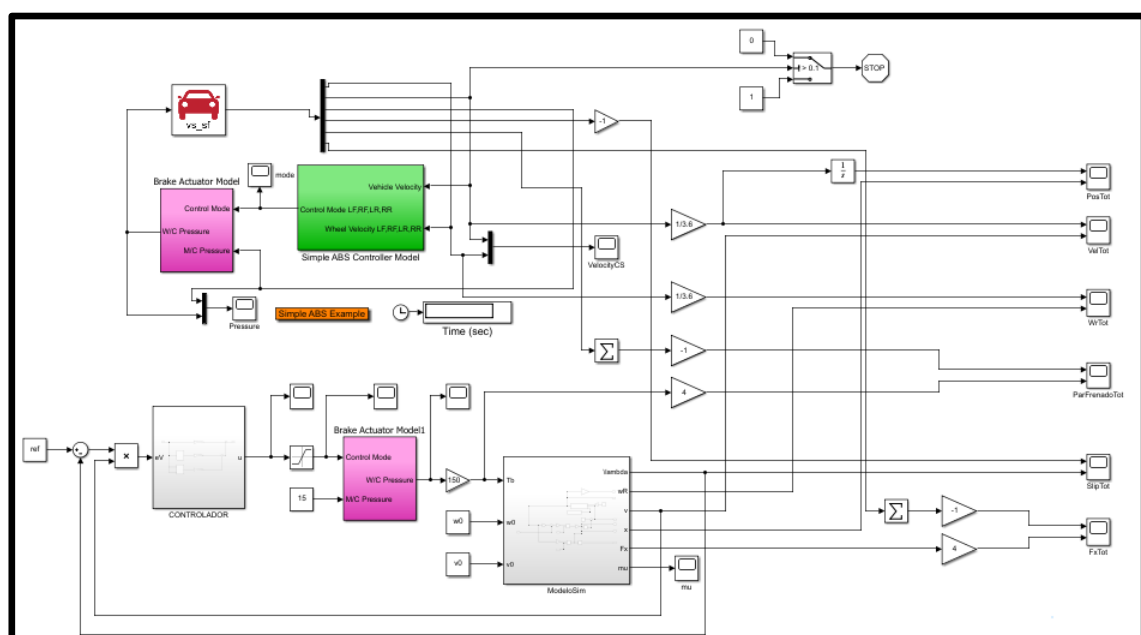


Figura 4-1 Esquema de Simulink para obtención de resultados [Fuente propia]

Para la obtención de los resultados de cada controlador, debemos adaptar el sistema de la Figura 4-1 para cada caso. Así pues, se inserta el controlador deseado en el subsistema “CONTROLADOR” para el modelo matemático y para el modelo de CarSim, debemos acceder al subsistema “*Simple ABS controller Model*” (Véase en la Figura 4-2) e importar ahí nuestro controlador.

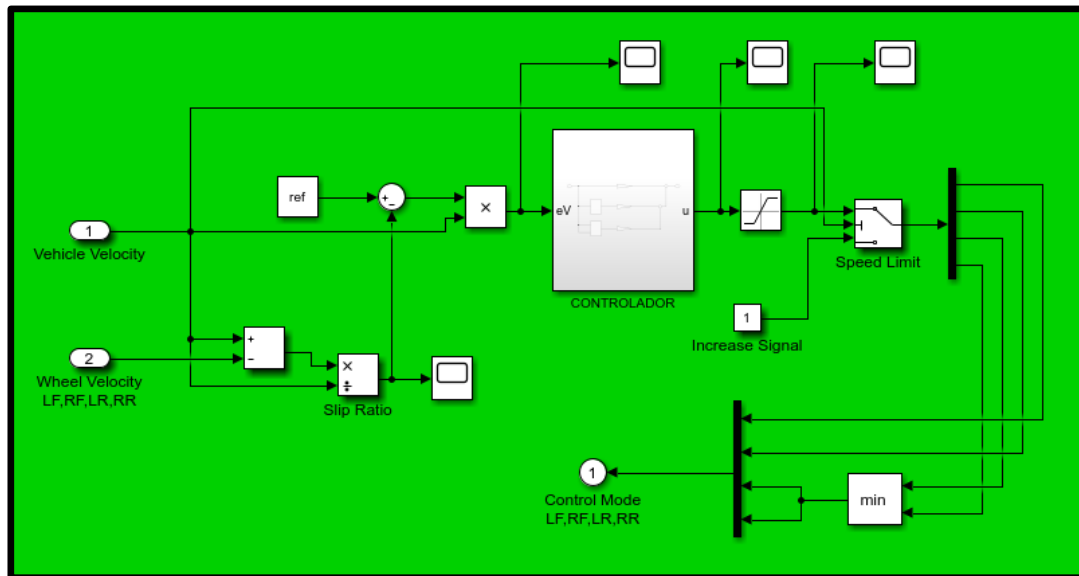


Figura 4-2 Controlador implementado en CarSim [Fuente propia]

A diferencia que, en el apartado anterior, aquí obtendremos las gráficas que representan todos los valores de los parámetros estudiado del vehículo, desde que comienza una frenada de emergencia a 65 km/h hasta su completa detención.

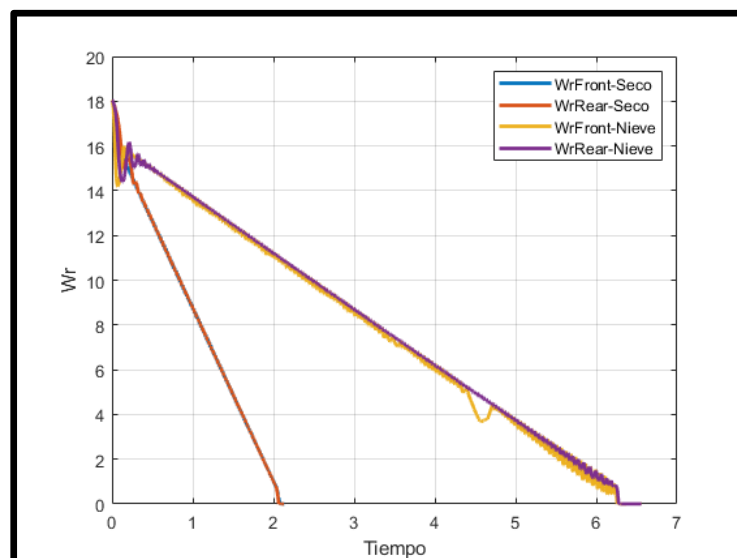
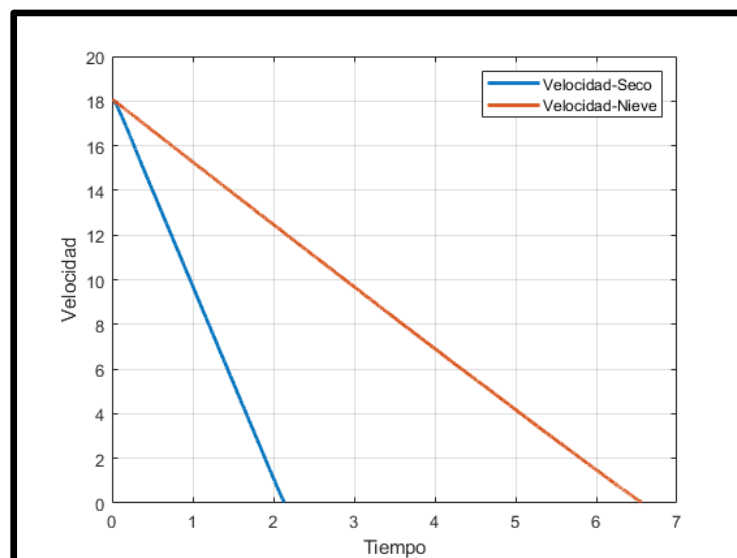
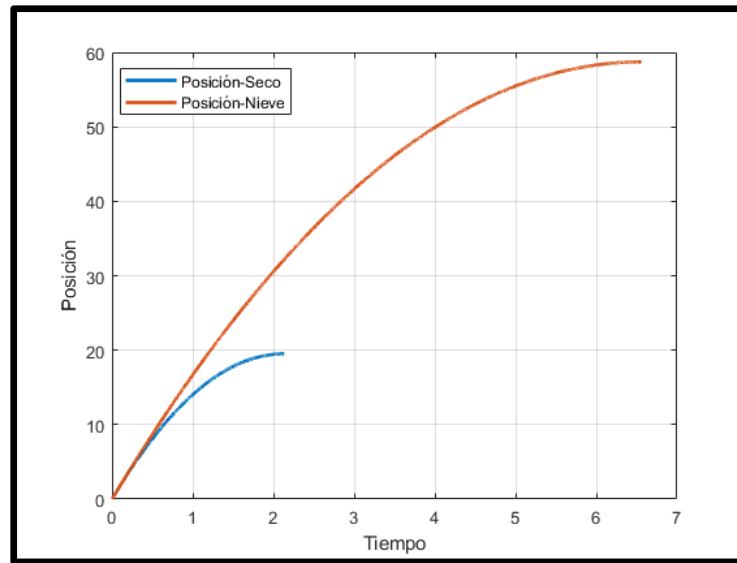
Para probar la versatilidad y robustez de los controladores diseñados en el trabajo, se ha decido probarlos todos ellos en dos condiciones muy distintas. La primera se trata de unas condiciones casi ideales, con una carretera completamente seca, con un coeficiente de rozamiento de $\mu=0.9$ (Condición de rodadura $\mu=1$). La segunda, sin embargo, se trata de una situación extrema, de una superficie cubierta de nieve con un coeficiente de rozamiento de $\mu=0.3$. Los valores obtenidos de dichos escenarios serán de magnitudes muy diferentes, pero nos permitirán apreciar como las variaciones en las condiciones de adherencia suponen un gran cambio en el resultado final en este tipo de maniobras.

Por ello hemos de crear dos archivos en Simulink. En uno se cargan desde CarSim las condiciones de en seco y otro las condiciones de sobre nieve. Desde ambos archivos exportamos los resultados obtenidos como variables dependientes del tiempo al Workspace de Matlab y obtenemos las gráficas escribiendo el código del Anexo I: Código de generación de gráficas.

A continuación, en el apartado 4.3 se muestran las susodichas gráficas obtenidas en la validación de los controladores para posteriormente en el apartado 4.4, se hacer una comparativa de los mismos. Por último, en el apartado 4.5 se analizarán los resultados obtenidos.

4.3 Validación de los controladores

4.3.1 FORE



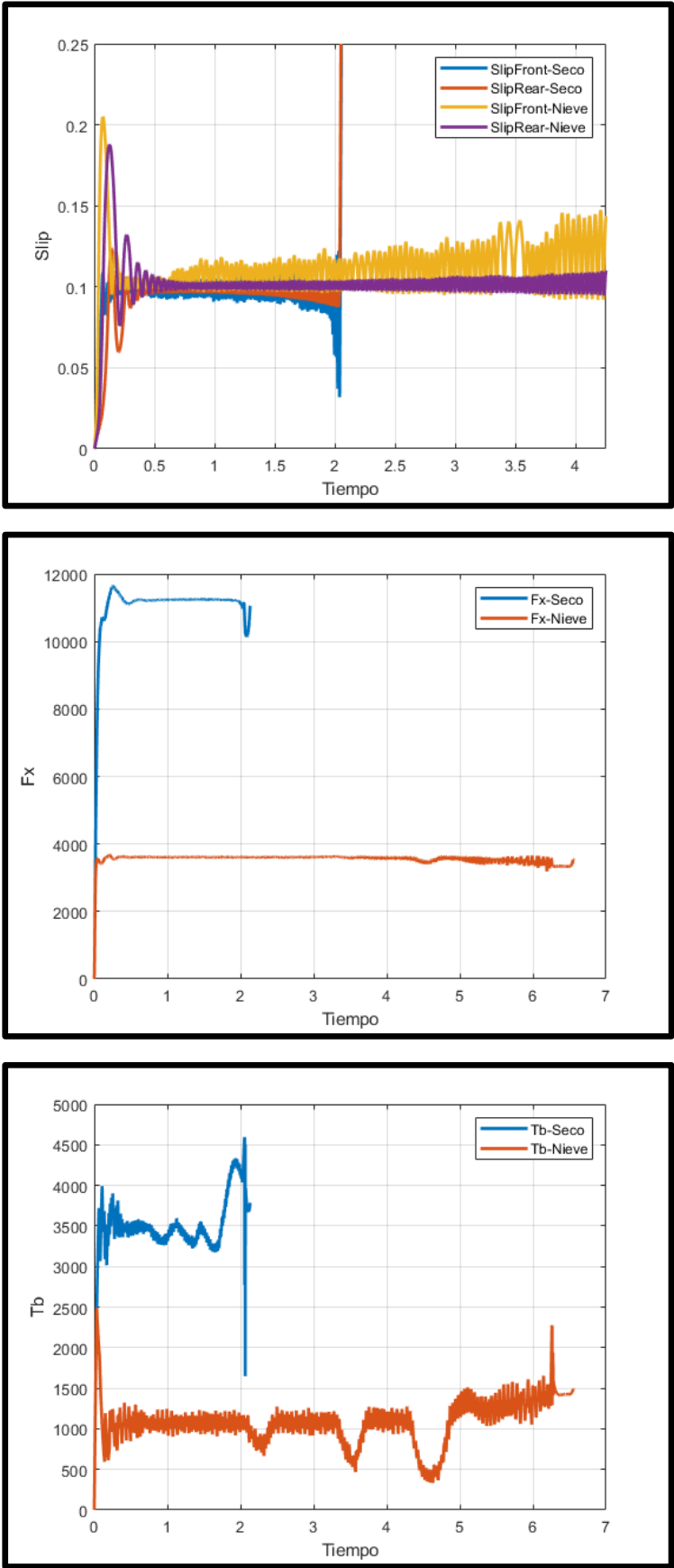
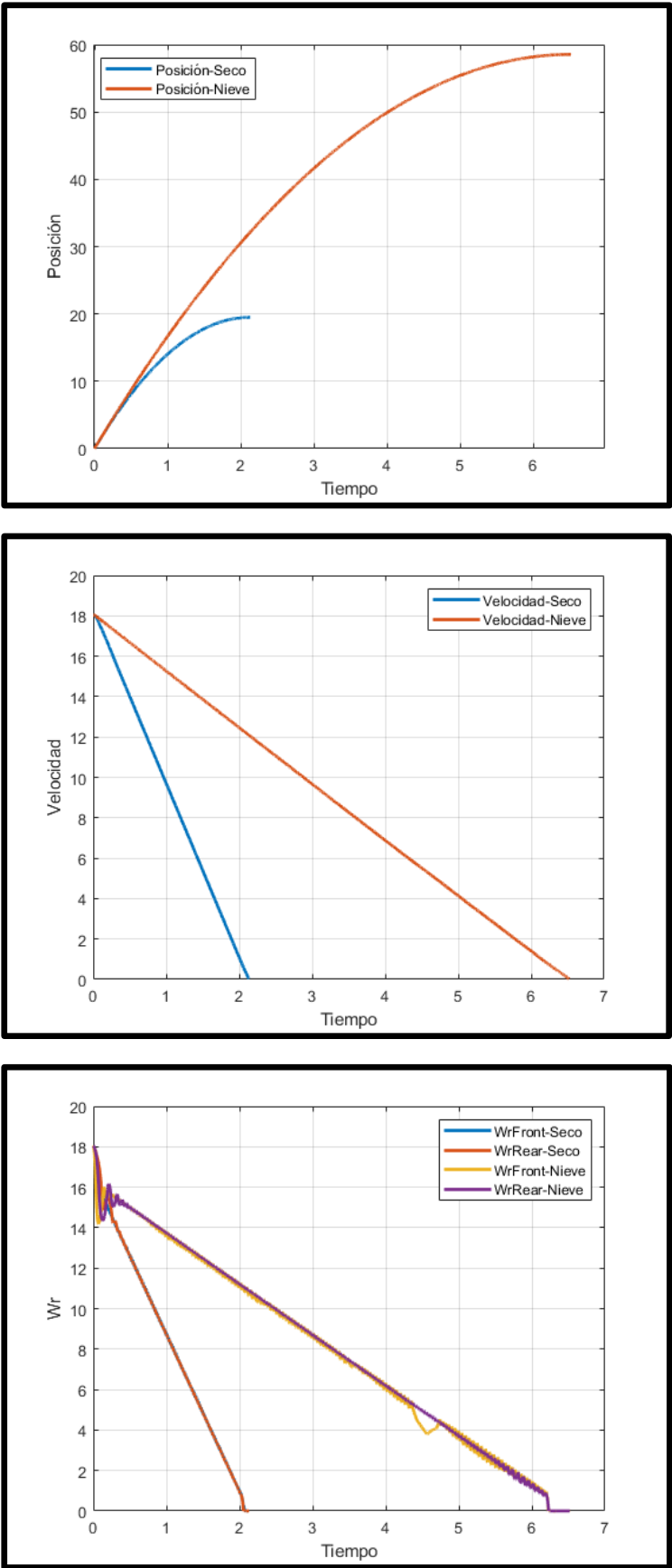


Tabla 4-1 Valores FORE

4.3.2 PI-CI



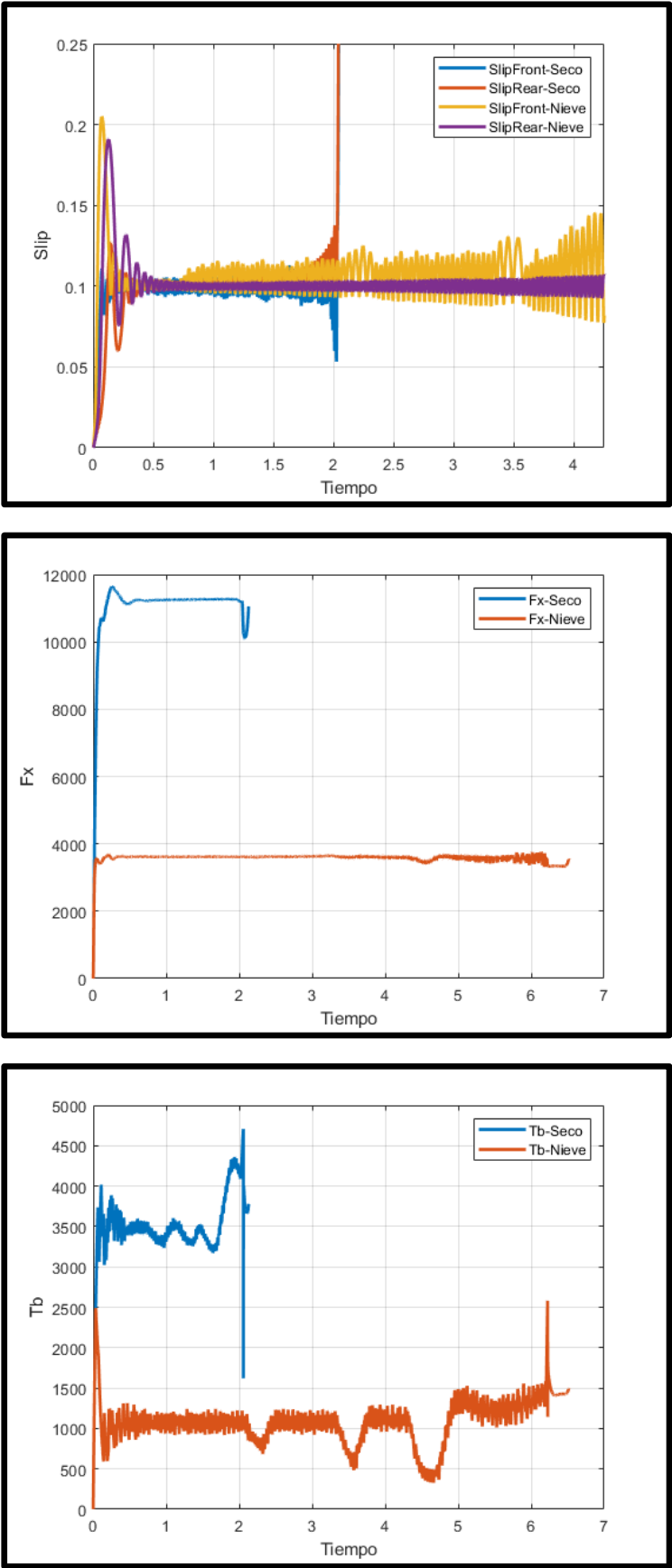
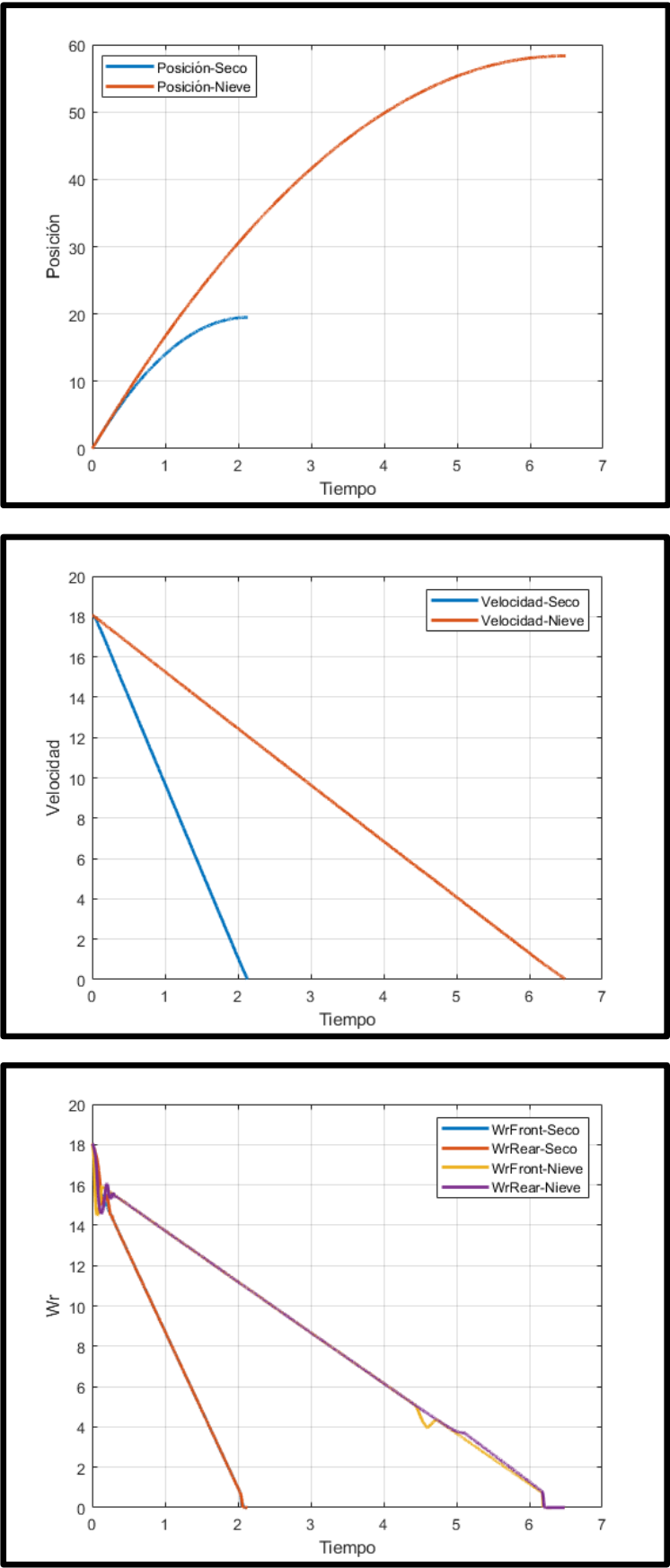


Tabla 4-2 Valores PI-CI

4.3.3 SMC



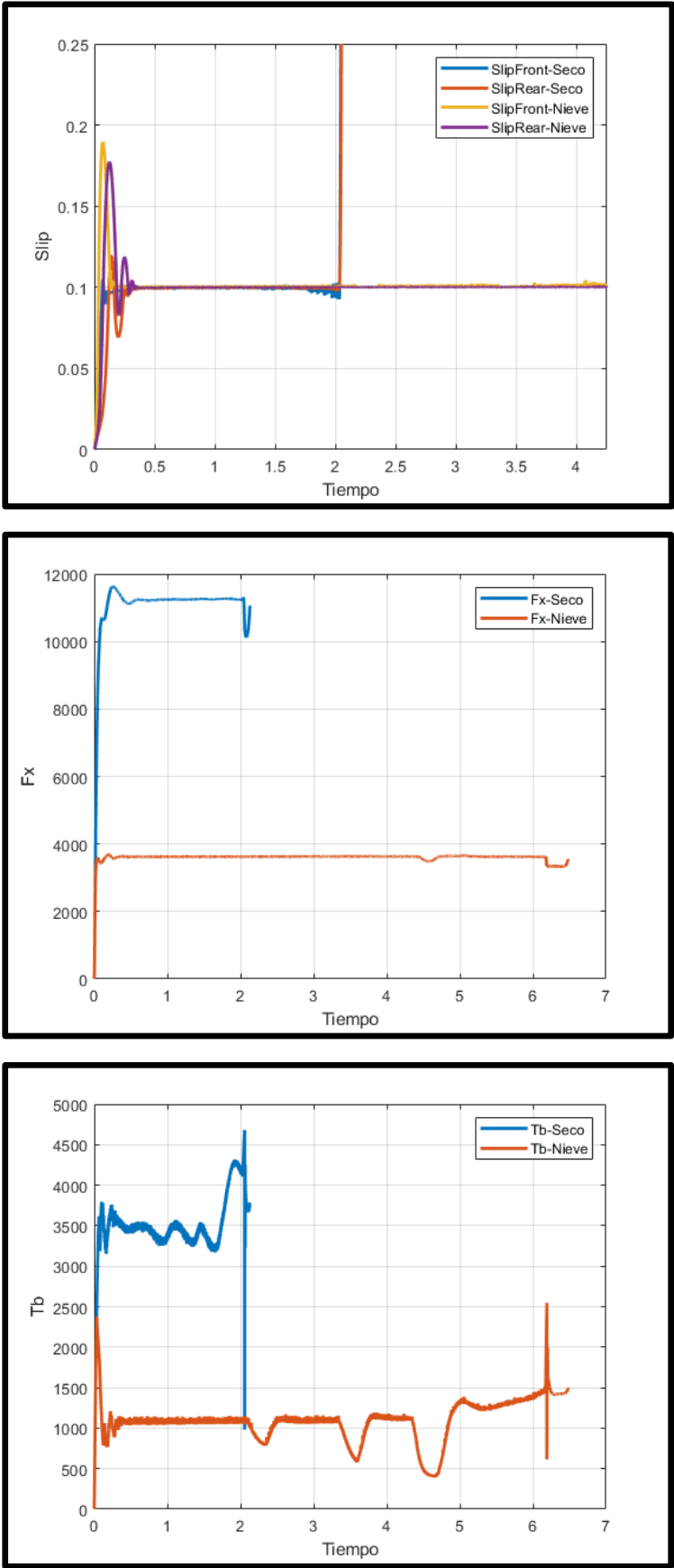
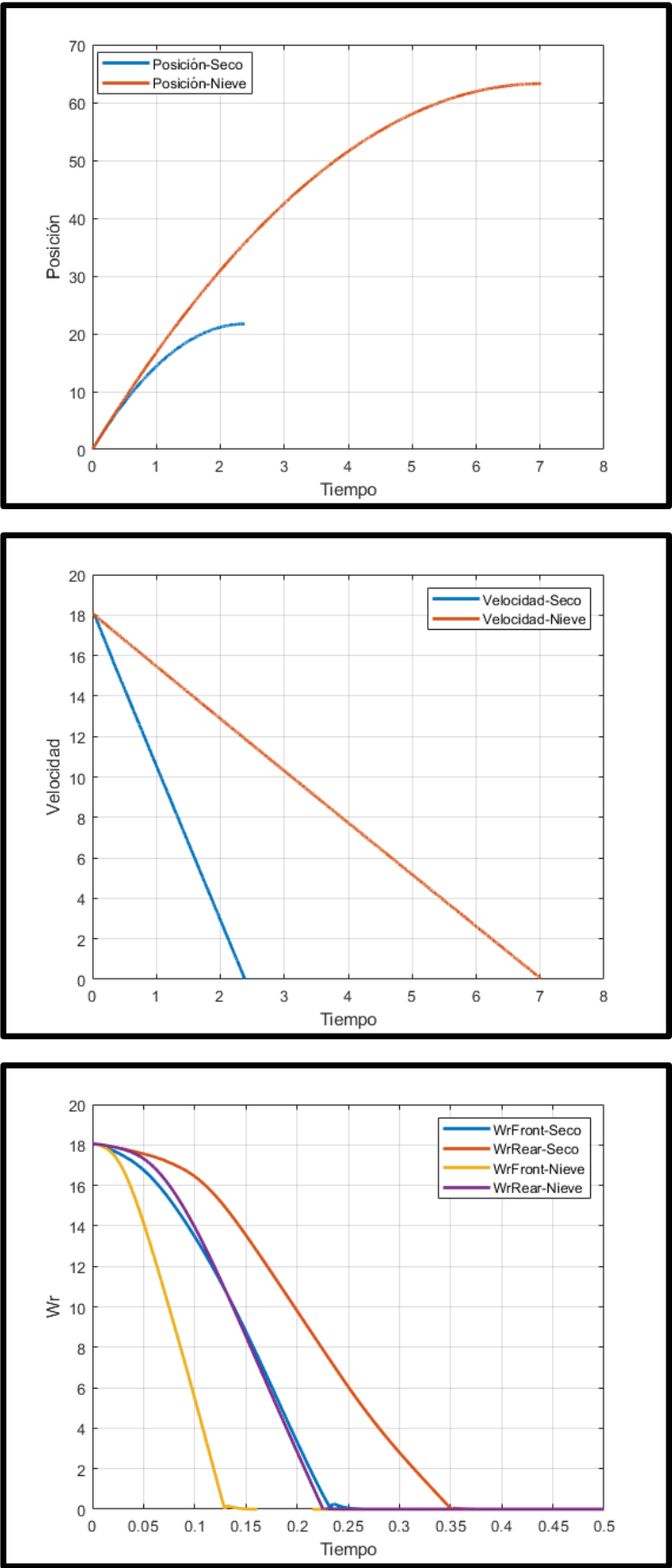


Tabla 4-3 Valores SMC

4.3.4 MPC



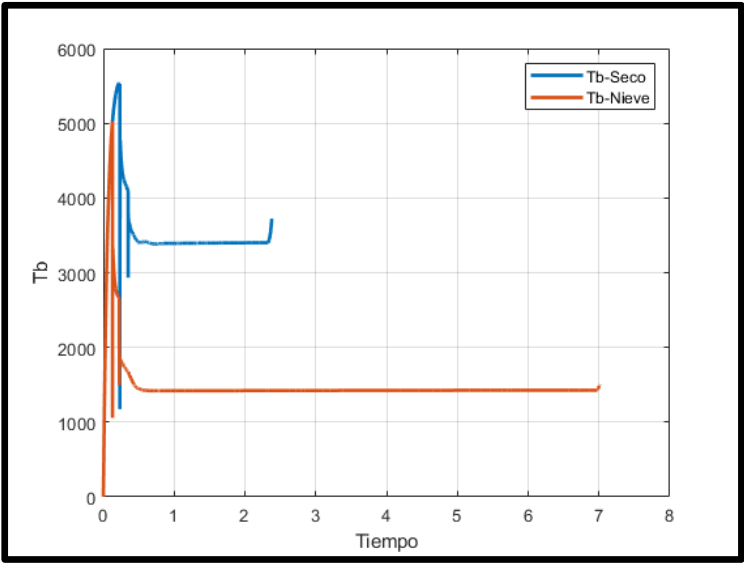
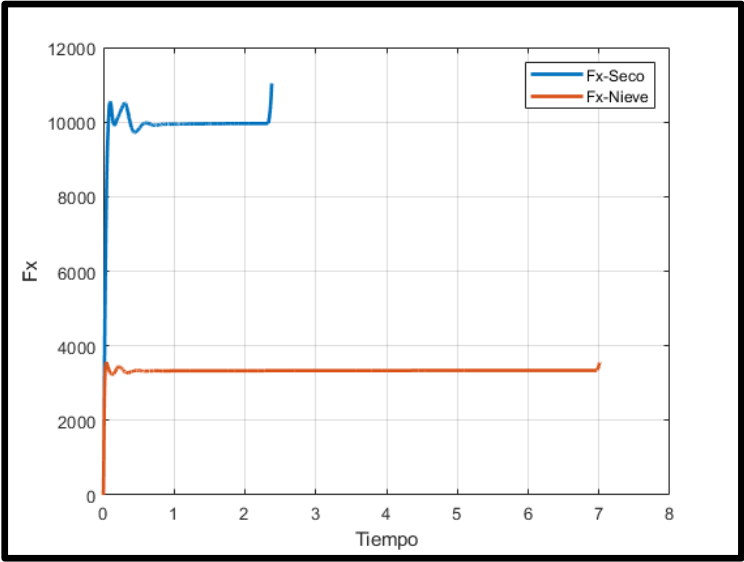
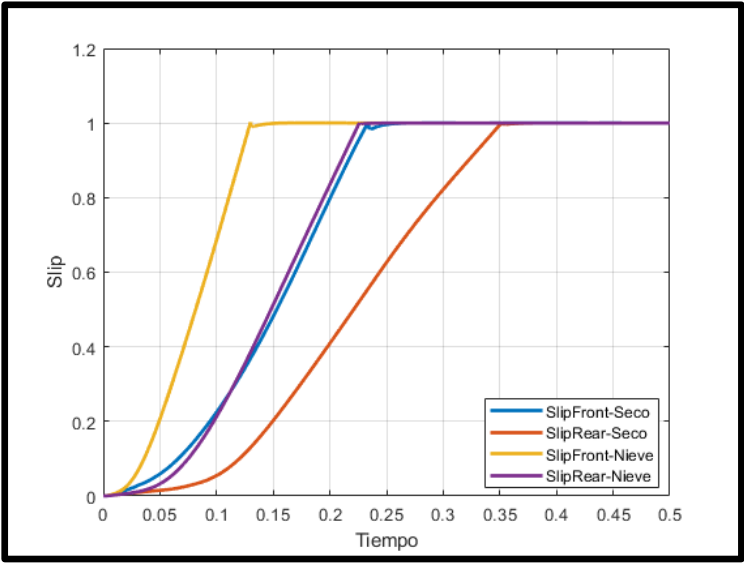
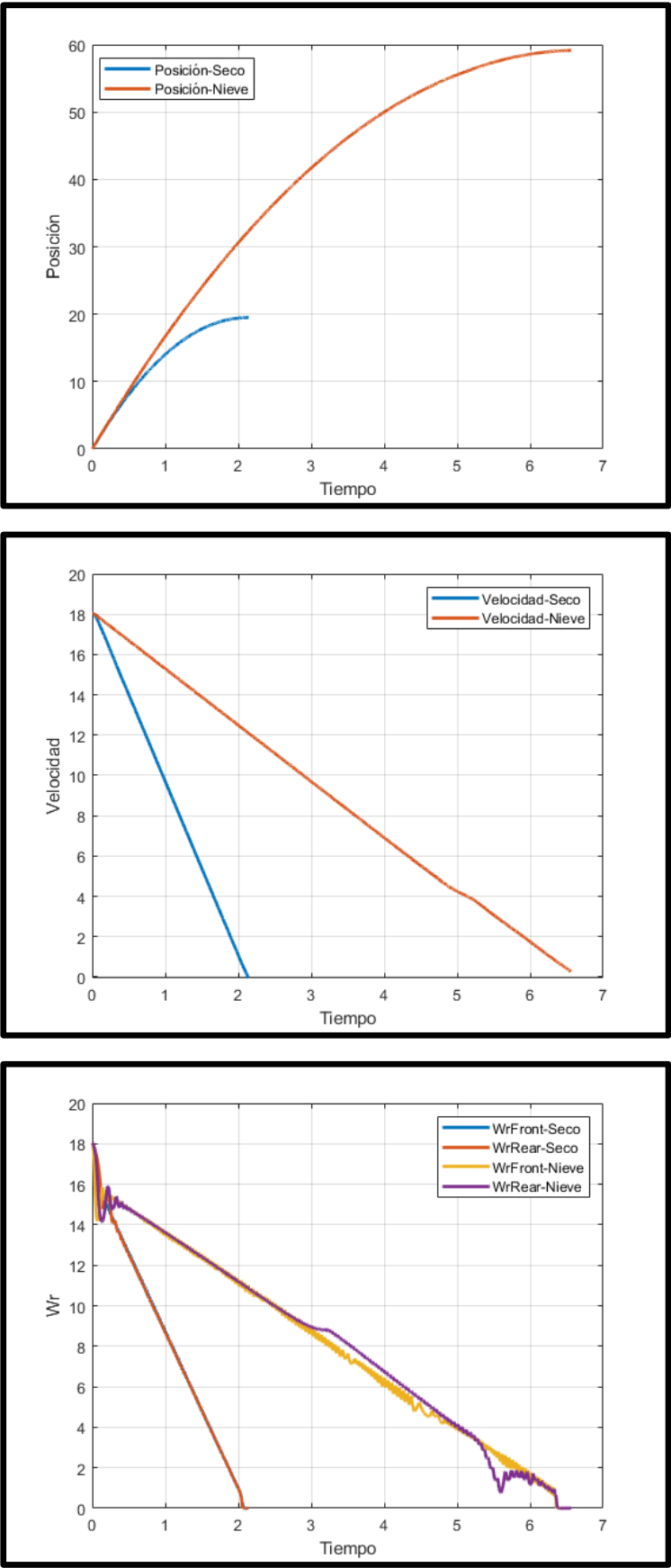


Tabla 4-4 Valores MPC

4.3.5 MRAC



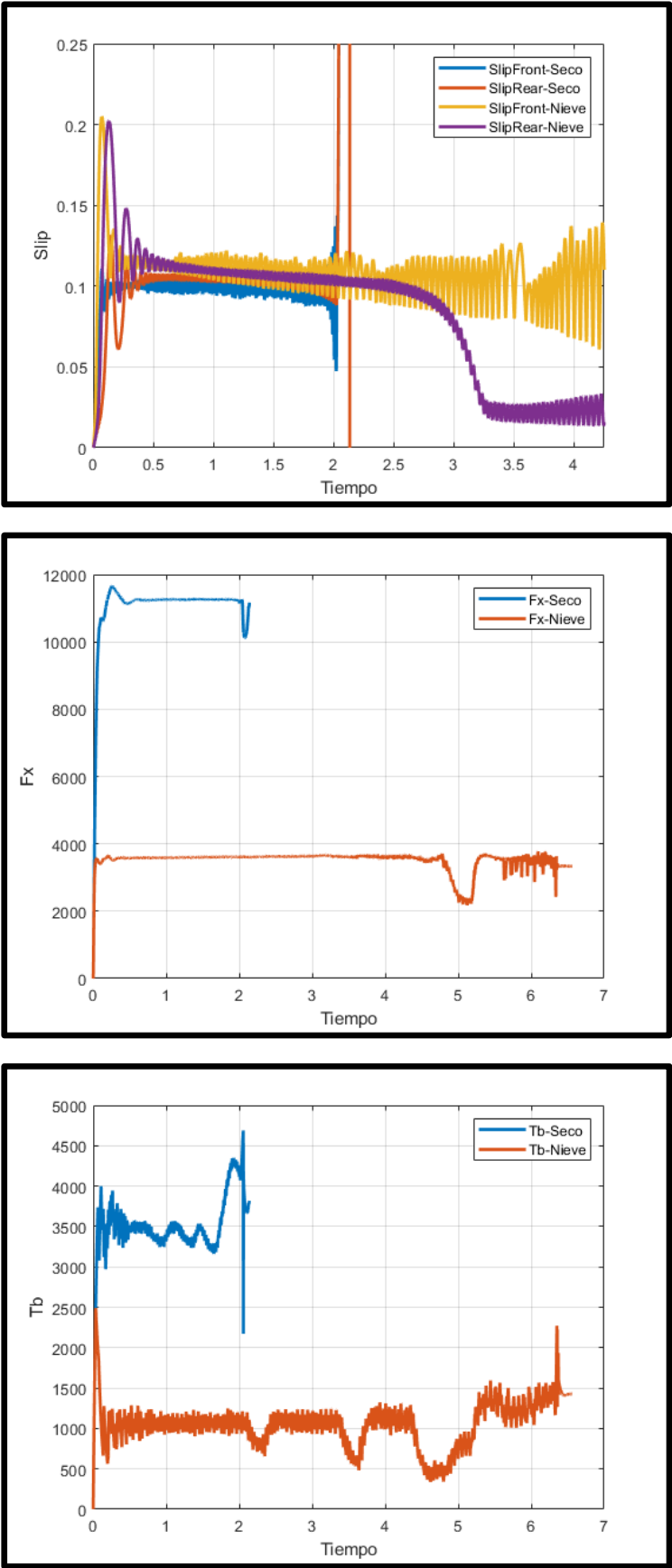


Tabla 4-5 Valores MRAC

4.3.5.1 Estudio de robustez

Como ya comentamos anteriormente en el apartado “MRAC” del desarrollo este tipo de controladores permitía solventar imperfecciones paramétricas. En dicho apartado se variaban ligeramente las condiciones iniciales de la planta tratada y se observaba como el controlador conseguía imitar casi de forma idéntica el comportamiento del modelo de referencia.

Para comprobar la robustez del controlador MRAC, hemos decidido cambiar por completo la planta a estudiar, es decir, el vehículo estudiado y ver si el controlador se comporta de la forma esperada.

El nuevo vehículo escogido, es un modelo del grupo D, tipo “Minivan” de tracción delantera (Figura 4-3). A este grupo pertenecen una gran variedad de monovolúmenes que se encuentran actualmente en circulación como, por ejemplo, el Opel Zafira o el Renault Scenic.

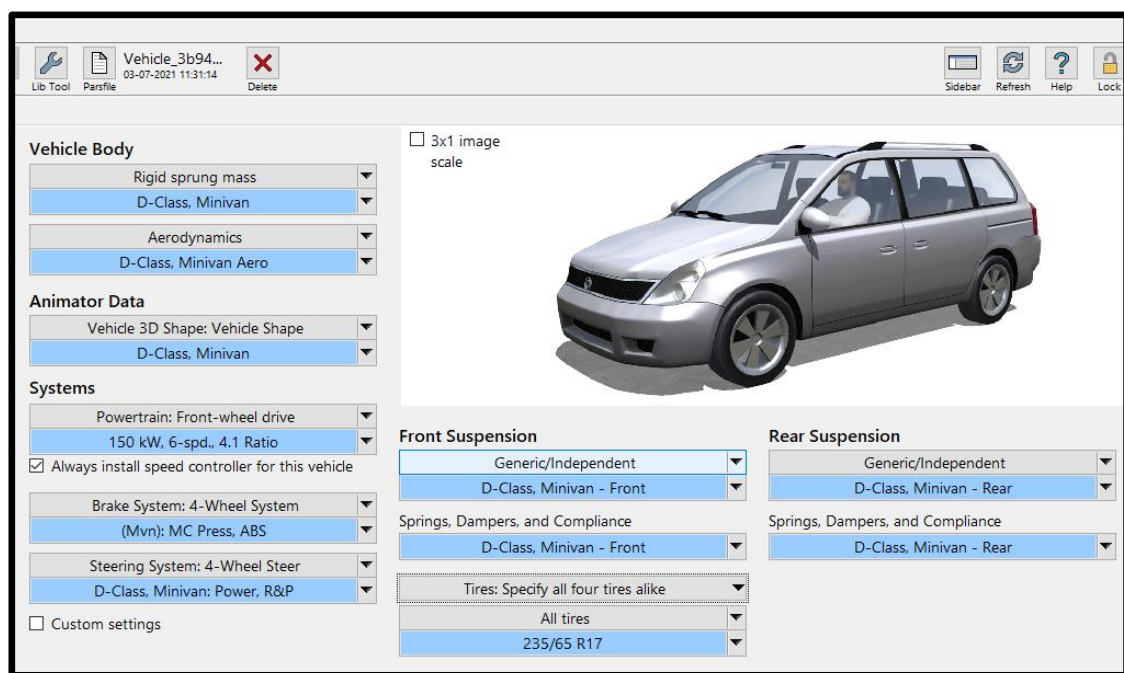


Figura 4-3 Modelo clase D Minivan [Fuente propia]

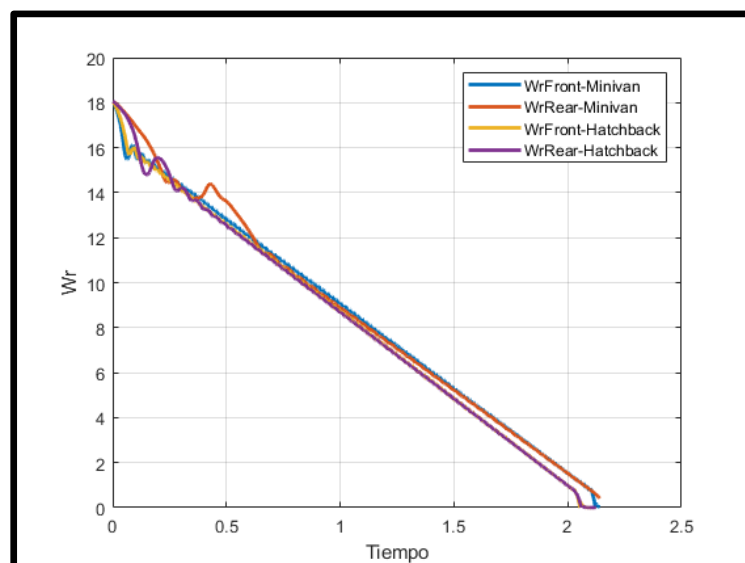
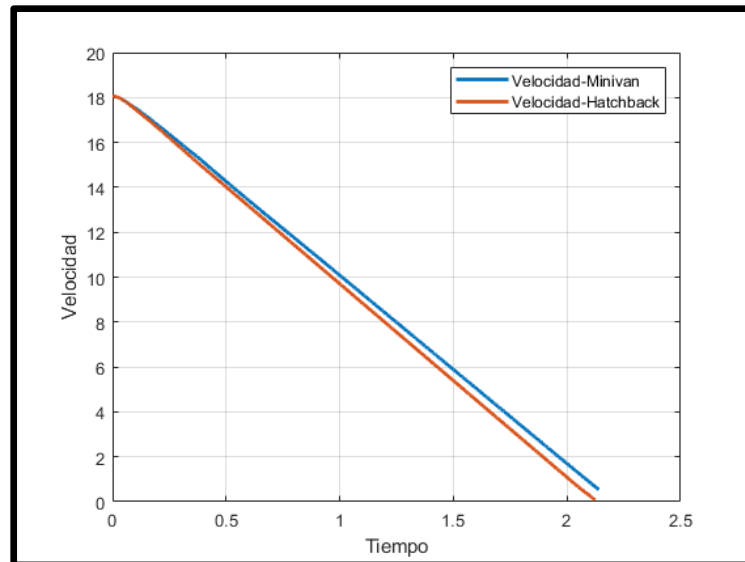
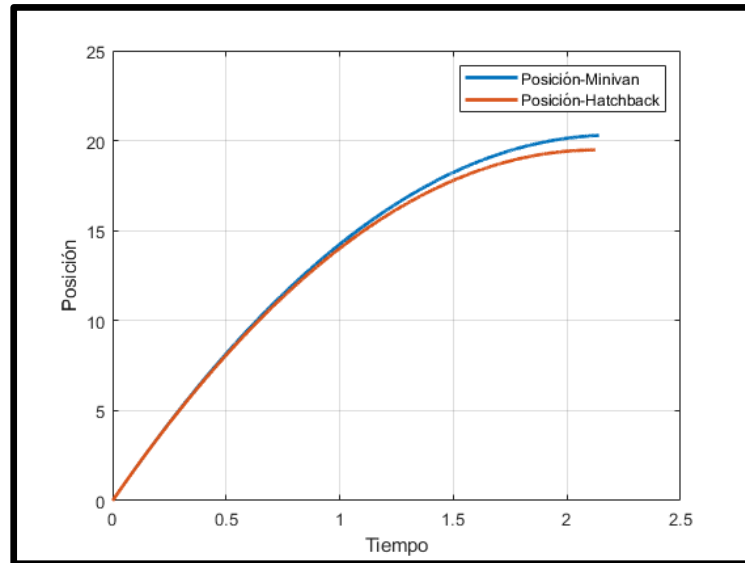
Las características técnicas de este vehículo, son muy diferentes a las de nuestro vehículo original (Ver en Tabla 3-1). Además, su medio de interacción con la calzada, es decir, la rueda, es diferente también, con un radio efectivo de 346 milímetros y una masa de 25 kilogramos por cada una, que montan un neumático **234/65 R17** en lugar de las **185/65 R15** tradicionales.

En la podemos observar las características más relevantes de este vehículo.

Símbolo	Descripción	Valor
m	Masa total	1900 Kg
ms	Masa suspendida	1800 Kg
I_{xx}	Momento de inercia del vehículo al balanceo	1152.0 Kg/m ²
I_{yy}	Momento de inercia del vehículo al cabeceo	3528.0 Kg/m ²
I_{zz}	Momento de inercia del vehículo a la guiñada	3528.9 Kg/m ²

Tabla 4-6 Parámetros cinemáticos del coche

A continuación, se muestran los resultados de dicho controlador en los dos vehículos estudiados para una superficie seca.



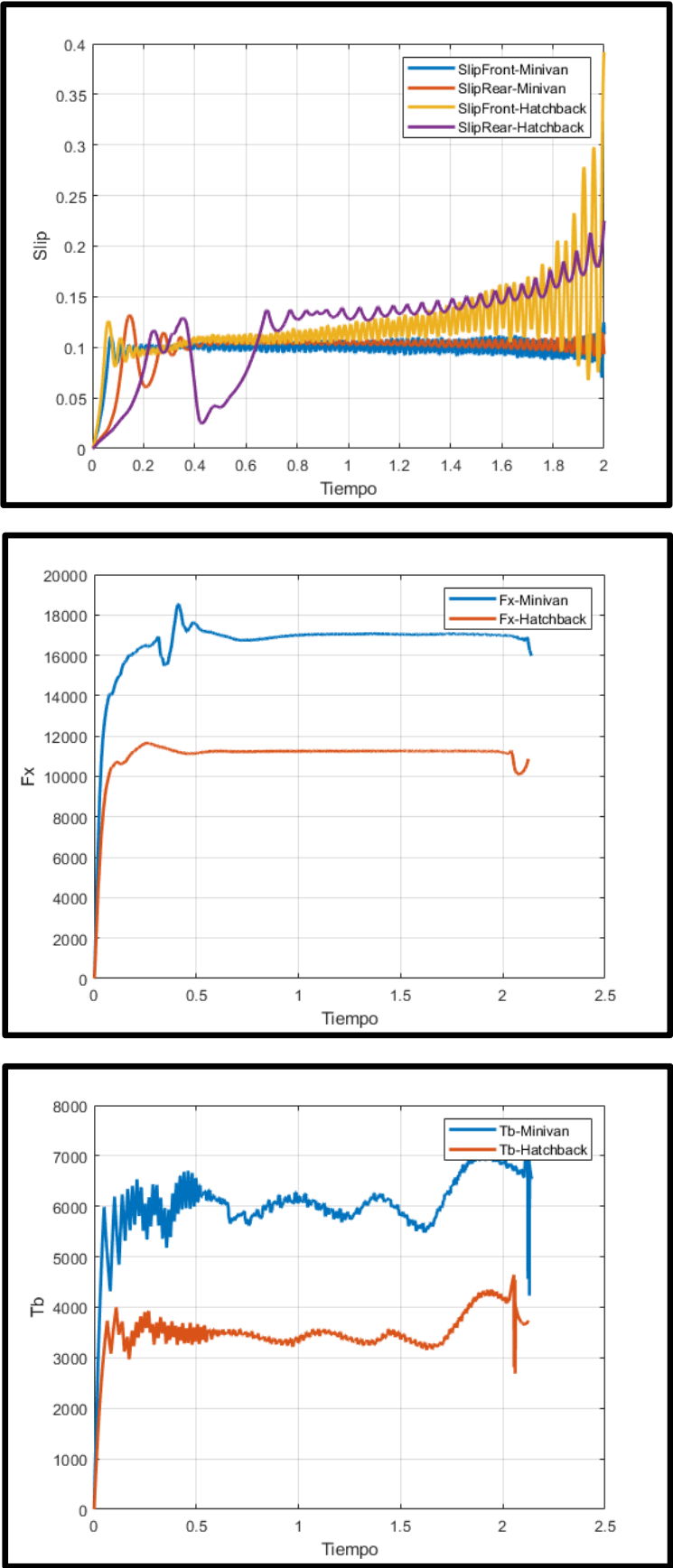


Tabla 4-7 Minivan vs Hatchback

4.4 Comparativa

A modo de síntesis, añadimos en este apartado una recopilación de los resultados de las posiciones finales del vehículo en función del controlador empleado y de la evolución del deslizamiento a lo largo del proceso de frenado. Debido a que muchos de los resultados obtenidos se mueven en un orden muy pequeño, se ha reducido la escala de las gráficas para poder observarlas con más lujo de detalle.

4.4.1 Posición en seco

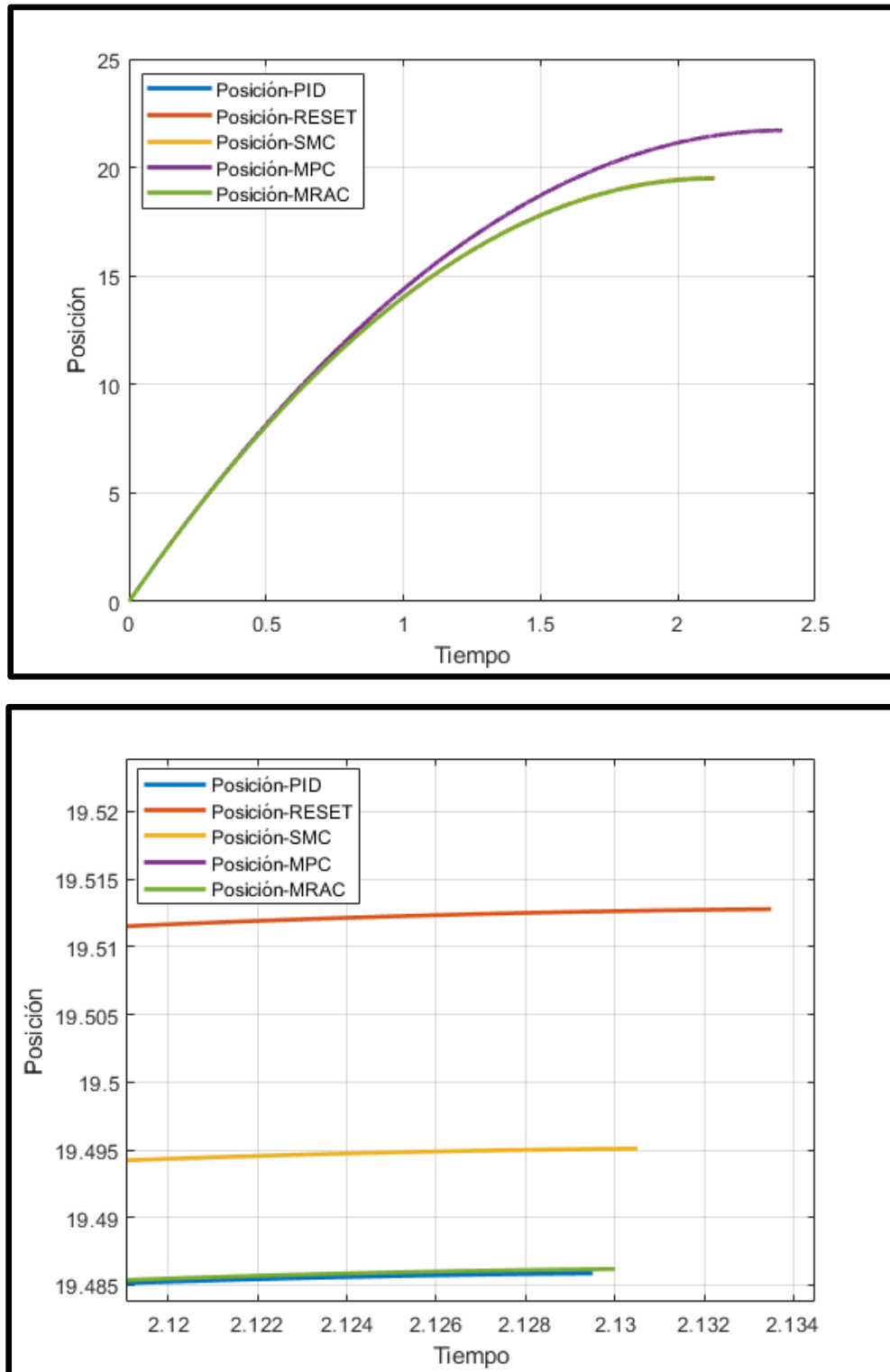


Tabla 4-8 Comparativa de la posición de los controladores en seco

4.4.2 Slip en seco

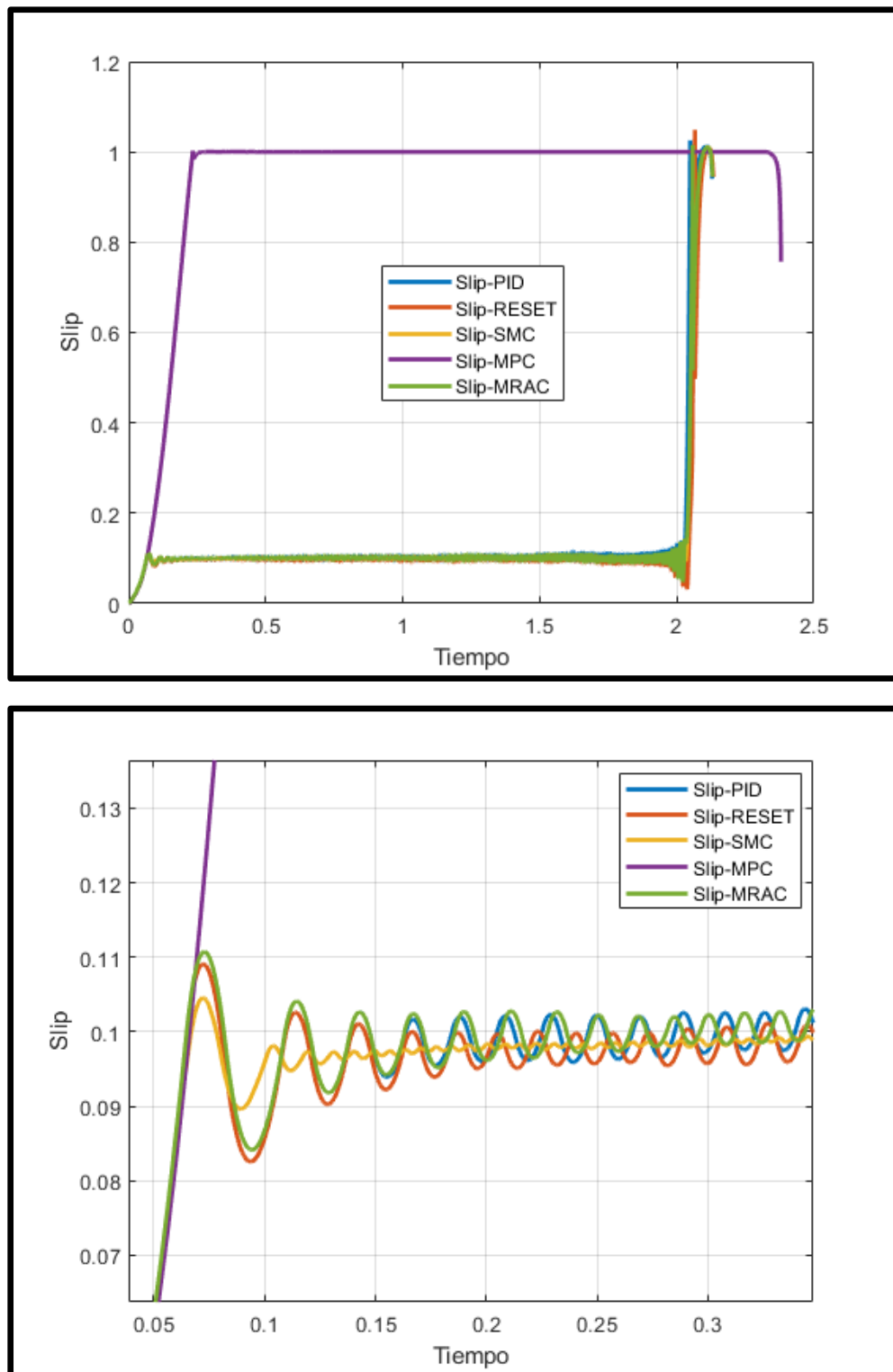


Tabla 4-9 Comparativa del deslizamiento de los controladores en seco

4.4.3 Posición en nieve

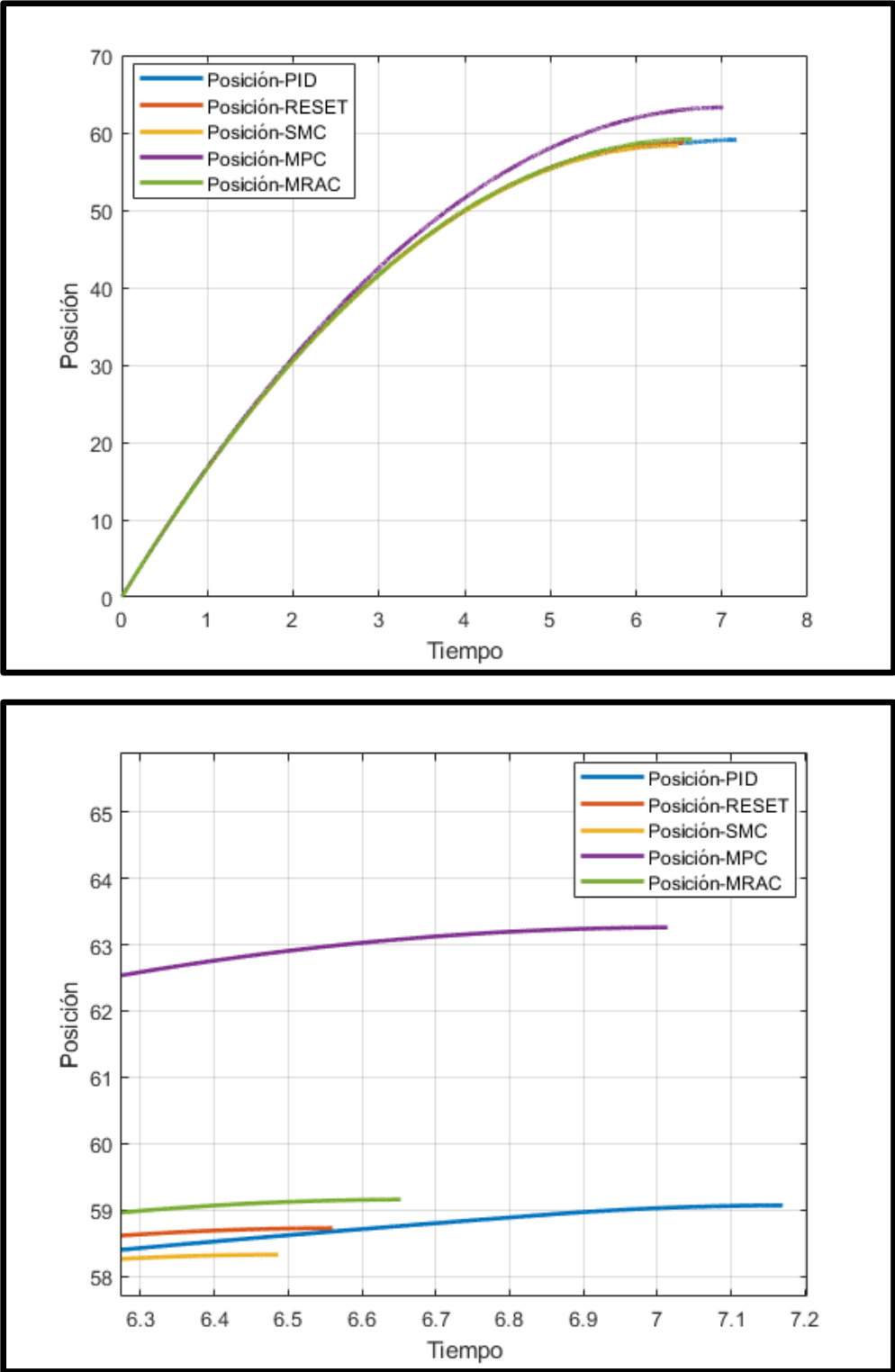


Tabla 4-10 Comparativa de la posición de los controladores en nieve

4.4.4 Slip en nieve

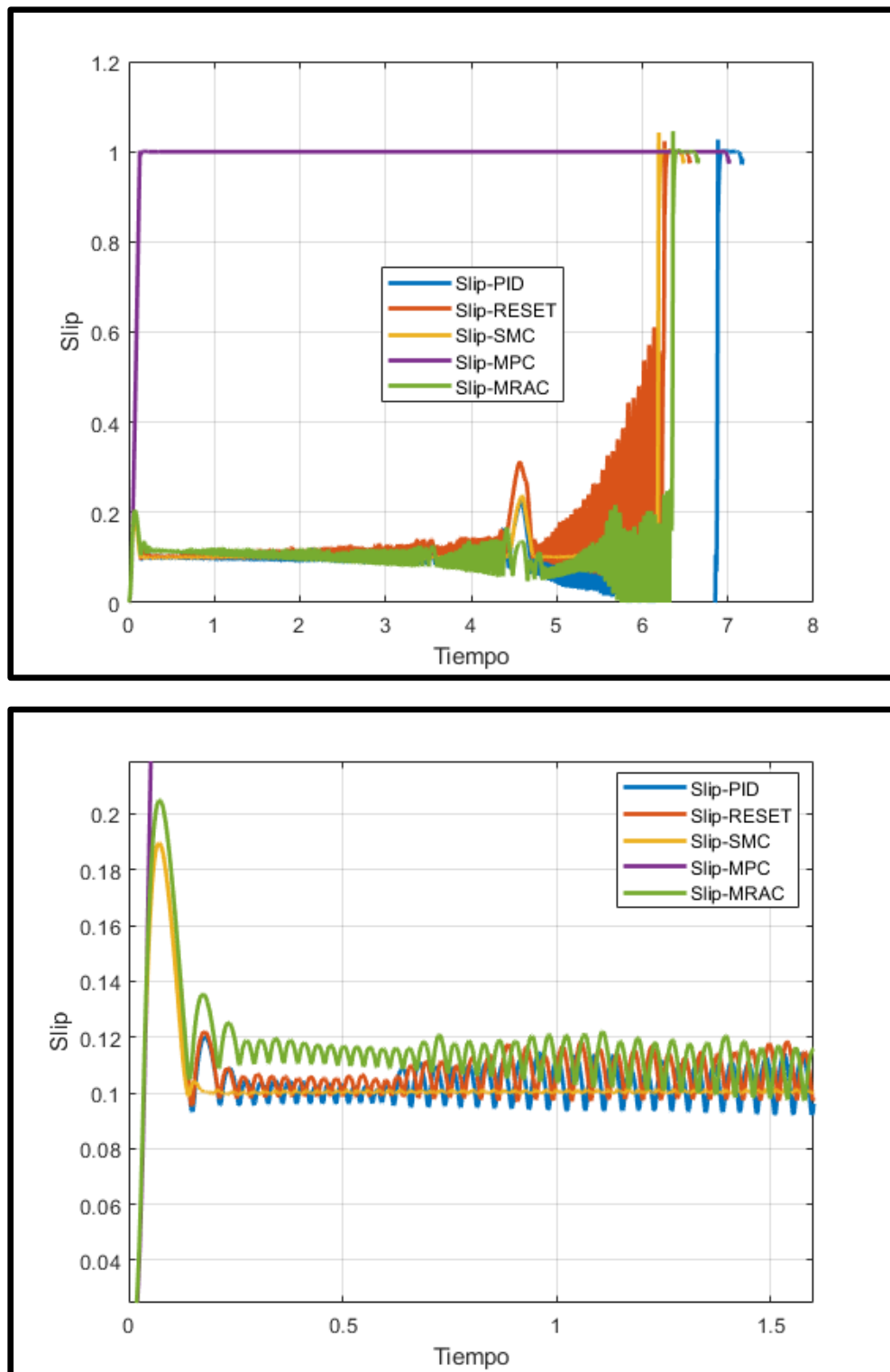


Tabla 4-11 Comparativa del deslizamiento de los controladores en nieve

4.5 Análisis de resultados

En primer lugar, es importante destacar que, debido a la complejidad de la planta a estudiar, los dos controladores con acciones de reseteo, el FORE y el PI-CI, tienen un comportamiento casi idéntico, tal y como se puede apreciar en la Tabla 4-1 y Tabla 4-2, debido a que en ningún de los dos recorta la señal de la manera esperada. Es por ello que a la hora de comparar los controladores solo hemos tenido en cuenta uno de ellos.

A continuación, en la Tabla 4-12, se han recopilado todos los valores de las distancias y tiempos de frenado de cada uno de los controladores para las dos situaciones estudiadas. Estos resultados nos permiten deducir la eficacia en la frenada de cada uno de ellos. La respuesta de nuestros controladores ha sido comparada con la de un PID clásico puesto que en líneas anteriores de investigación demostró ser el más eficiente de los controladores lineales.

Controlador	Tiempo de frenado (s)		Distancia de frenado (m)	
	En seco	En nieve	En seco	En nieve
PID	2.129	7.17	19.485	59.061
RESET	2.134	6.56	19.513	58.727
SMC	2.131	6.487	19.495	58.327
MPC	2.318	7.01	21.707	63.258
MRAC	2.13	6.653	19.486	59.06

Tabla 4-12 Tabla resumen

A la vista de estos resultados podemos llegar a la conclusión de que para una frenada de emergencia desde 65 km/h en una superficie ideal, es decir, seca y con un coeficiente de rozamiento $\mu=0.9$, un controlador avanzado no lineal no mejora significativamente ni el tiempo ni la distancia de frenado en comparación con el mejor de los lineales.

Sin embargo, cuando las condiciones del entorno se vuelven extremas, como en caso de una nevada/helada, donde el coeficiente de adherencia con la calzada se reduce drásticamente, nuestros controladores sí presentan mejoría. Tanto el controlador Reset como el SMC reducen en 34 y 74 centímetros respectivamente la distancia de frenado y 0.61 y 0.69 segundos el tiempo de frenado.

El controlador MRAC se comporta prácticamente igual que un PID en seco. Por el contrario, en nieve, pese a recorrer la misma distancia de frenado, consigue reducir el tiempo para detener el vehículo en poco más de medio segundo. Además, tal y como se demostró, este controlador adaptativo es capaz de solventar las imperfecciones paramétricas que presente la planta. Por lo que, en otras condiciones no tan concretas e ideales, donde se produzcan variaciones del centro de gravedad por la carga de pesos extras (pasajeros, equipaje, etc....) o superficies con distintitos coeficientes de adherencia, este se llegaría comportar mucho mejor.

Ahora bien, eficacia no es lo mismo que eficiencia, y esto se debe tener muy en cuenta a la hora de estudiar como detener un vehículo. En la inmensa mayoría de situaciones de peligro en las que un conductor debe hacer una frenada de emergencia, esta, se debe principalmente por la aparición de un obstáculo en la trayectoria. No solo debemos reducir la velocidad lo antes posible para detener el vehículo o en su defecto, minimizar la fuerza del impacto, sino que también debemos mantener la controlabilidad del vehículo para poder maniobrar y sortear dicho obstáculo.

Para ello es necesario fijarnos en las gráficas del deslizamiento (Slip) y de la velocidad lineal de las ruedas (W_r). El primer parámetro debe llegar lo antes posible y mantenerse en torno al valor óptimo y el segundo, disminuir a la par que la velocidad lineal del vehículo, de lo contrario significaría que alguna de las ruedas se ha bloqueado.

Teniendo en cuenta todos estos factores se observa claramente que el controlador SMC es el que mejor controla el deslizamiento. No solo evitando la sobreoscilación, sino también llegando en un menor tiempo de establecimiento al valor de referencia. Por todo esto, sería el controlador que mayor control nos otorgaría durante la frenada.

Finalmente, pese al esfuerzo y el tiempo invertido para conseguir implementar el controlador MPC, desgraciadamente no se han conseguido obtener los resultados deseados. No solo es el controlador con mayor tiempo y distancia de frenado en ambos escenarios, sino que además, la velocidad lineal de sus ruedas se vuelve cero al poco de iniciar la acción de frenado. Esto significa el bloqueo de las mismas, lo que dispara el deslizamiento a valores máximos ($\lambda=1$), perdiendo así todo el control sobre el vehículo y siendo muy posible que produjese un accidente con consecuencias fatales.

A la vista de todos estos datos obtenidos parece claro que el control adaptativo es superior a otras estrategias de control al tratar con incertidumbres en constantes o parámetros que cambian muy lentamente. Esto se debe al carácter del control adaptativo, que intenta mejorar continuamente el rendimiento mientras que el robusto, lucha por mantenerlo constante. Otra razón es que el adaptativo no necesita casi ninguna información a priori de los parámetros a estimar y los otros controladores si requieren una razonable cantidad de información.

Sin embargo, los controladores que ofrecen robustez, permiten características deseables que el adaptativo no, tales como tratar con perturbaciones, variaciones rápidas, etc., las cuales están muy presentes en situaciones como la estudiada. Es importante destacar que los sistemas no lineales no siempre se pueden linealizar y por tanto dificulta la implantación de un control adaptativo, pero no de uno robusto, que es exactamente el problema que hemos encontrado y por lo para el escenario estudiado, el controlador SMC es el que mejor resultado ha proporcionado.

5 CONCLUSIONES Y LÍNEAS FUTURAS

5.1 Descripción del apartado

En el último apartado de nuestro trabajo se procederá a exponer una recapitulación de las conclusiones extraídas del desarrollo del proyecto y se argumentará si se han alcanzado o no los objetivos fijados al principio del mismo.

Finalmente, se plantearán una serie de posibles líneas futuras de investigación para continuar con el desarrollo y mejora de la materia tratada a lo largo de todo el documento.

5.2 Conclusiones

Llegados a este punto es necesario echar la vista atrás para poner en una balanza todo el trabajo realizado y cerciorarnos de que el esfuerzo y tiempo invertidos han sido útiles para la consecución de los objetivos propuestos y contribuir a la investigación del desarrollo de elementos de seguridad activa en el mundo automovilístico.

En primer lugar, tras una profunda búsqueda de información se ha podido entender el funcionamiento de los sistemas de frenado antibloqueo y como consiguen reducir tanto la distancia como el tiempo de frenado. La eficacia de este tipo de sistemas reside en un componente vital, conocido como controlador. Para la correcta sintonización e implementación de dicho elemento es necesario estudiar los diferentes tipos de sistema de control existentes, ya sean lineales o no lineales aplicados a diferentes situaciones de frenado. Tras una profunda lectura de diferente documentación acerca de la teoría de control, que se encuentra referenciada en la bibliografía, se pudo abordar proyectos anteriores y adquirir los conocimientos necesarios para el desarrollo del trabajo.

Una vez sentadas las bases, se utilizó un modelo matemático ya existente, al cual se realizaron las pertinentes modificaciones en Simulink para que su comportamiento fuese idéntico al de un modelo real, que en nuestro caso, se generó con el software CarSim. Para ello fue necesario elegir un vehículo, fijar sus características técnicas, configurar el entorno y todos los parámetros que afectan a la simulación. Una vez generado el modelo matemático, mediante las distintas herramientas que ofrece Matlab, se comprobó la similitud entre este y el vehículo “real”, quedando así validado nuestro modelo matemático y permitiéndonos empezar a probar sobre él nuestros controladores.

Uno de los objetivos principales del presente trabajo era el diseño de controladores avanzados. Es por ello que desde un principio nos centramos en las técnicas de control no lineales por ser las que presentaban una mejor respuesta para tratar las incertidumbres de nuestro sistema de estudio. Nuestra consigna era diseñar una serie de controladores capaces de mantener constante el valor del deslizamiento entorno a una referencia óptima sin sacrificar ni distancia ni tiempo de frenado. Entre las diferentes técnicas de control no lineal existentes decidimos centrar nuestros esfuerzos entorno al control Reset

(FORE y PI-CI), robusto (SMC), adaptativo (MRAC) y predictivo (MPC). Gracias a la excelente herramienta de programación gráfica que nos ofrece Matlab/Simulink; diseñamos los diagramas de bloques correspondientes a cada controlador y los probamos en nuestro modelo matemático. A continuación, se realizó la compleja tarea de encontrar los valores adecuados para la sintonización de los distintos controladores, que tras numerosas simulaciones conseguimos obtener. Para considerar satisfactorios los resultados decimos utilizar como referencia los valores de un controlador lineal PID del cual ya se tenía constancia de su buen funcionamiento. Ninguno de los cuatro controladores no lineales diseñados empeoró los valores del PID lineal y en el caso del SMC y el MPC conseguimos mejorar el tiempo de establecimiento del deslizamiento.

Finalmente, para comprobar la valía “real” de nuestros controladores y asegurarnos de que su comportamiento era similar al estudiado anteriormente, tuvimos que implementarlos en CarSim y realizar las simulaciones correspondientes. Decidimos probarlos en dos escenarios bien diferenciados, uno de ellos con condiciones de adherencia casi ideales mientras que en el otro se planteaban unas condiciones extremas, como las dadas durante una nevada o helada. Para la maniobra estudiada de una frenada de emergencia de 65 km/h hasta la completa detención del vehículo, se obtuvo la evolución de los valores referentes a la posición, velocidad lineal del vehículo y de las ruedas, deslizamiento, fuerza longitudinal y par de frenado que nos permitieron estudiar el comportamiento de los controladores por separado en los dos escenarios planteados.

Tras una comparación de los resultados de las distancias y tiempos de frenado se llegó a las siguientes conclusiones finales sobre su viabilidad para implementación en vehículos reales:

Los controladores con acción de reseteo como lo son el FORE y el PI-CI, no presentaron ninguna mejora respecto a un controlador PID debido a que la complejidad de la planta que diseñamos, es decir, nuestro modelo de un cuarto de vehículo, no permitió apreciar la conversión del error a cero en el instante que la señal de respuesta del controlador cruzaba dicho valor.

Por el contrario, los resultados del controlador SMC fueron gratamente satisfactorios, reduciendo las sobreoscilaciones del deslizamiento para ambos casos estudiados, lo que se traduce en una mejor controlabilidad del vehículo durante la frenada permitiendo evitar obstáculos en la trayectoria durante la misma. Además, se consiguió reducir la distancia de frenado en la superficie nevada, por lo que en este caso, si se podría barajar la posibilidad de equiparlo en vehículos reales.

El controlador adaptivo estudiado, el MRAC, demostró una gran versatilidad antes variaciones paramétricas iniciales consiguiendo asemejar la respuesta de dos vehículos diferentes que utilizaban el mismo modelo de referencia. Este tipo de controlador sería ideal en vehículos cuya masa variase en gran medida en función de la situación como los destinados al transporte, así como en entornos muy cambiantes donde puedan darse distintas condiciones de adherencia en un mismo día.

Por último, el controlador MPC, pese a mostrar un comportamiento aceptable durante el modelado en Simulink, resultó ser inefectivo en las pruebas reales llevadas a cabo en CarSim. Se pudo observar como este controlador no solo empeoró la distancia y el tiempo de frenado en todas las situaciones en comparación con el resto de controladores, sino que también perjudicaba la eficiencia de la maniobra ocasionando el bloqueo de las ruedas y disparando el deslizamiento a valores máximos, situación que se pretende evitar a toda costa debido a que origina la pérdida de control sobre el vehículo.

5.3 Líneas futuras

Tras las conclusiones extraídas de nuestro trabajo, se presentan a continuación algunas de las posibles líneas de actuación futuras para complementar y ampliar las investigaciones en esta área.

Las más destacables son las siguientes:

- Tratar de conseguir que el controlador MPC desarrollado en este trabajo funcione correctamente tratando de mejorar su sintonización.
- Conseguir implementar otros tipos de controladores no lineales con mucho potencial como pueden ser el MPC no lineal, el cual se encuentra en una biblioteca de Matlab o el *Gain-Scheduling* que resulta idóneo para sistemas con parámetros cambiantes (Por ejemplo, una carretera con charcos).
- Modelar un vehículo con aplicaciones y características militares para la aplicación sobre el mismo de distintas pruebas de control. Como pueden serlo, los ya existentes VAMTAC o los nuevos vehículos 8x8 que tiene pensado adquirir en un futuro cercano la fuerza de Infantería de Marina.
- Para controlar de manera completa el comportamiento del vehículo, realizar pruebas futuras con otro tipo de maniobras más críticas
- El estudio del comportamiento dinámico de los vehículos es un tema en constante avance en la actualidad y de gran complejidad. Sería interesante modelar un vehículo que simule el comportamiento dinámico de uno real de manera eficaz para obtener un mayor grado de realismo. Para ello sería necesario añadir un segundo grado de libertad en un modelo de un medio de vehículo para obtener un modelo lateral que nos permitiese estudio más detallado en trayectorias curvilíneas de los cambios en la dirección, valores del ángulo de guiñada, del ángulo de deslizamiento o de la aceleración lateral.

6 BIBLIOGRAFÍA

- [1] A. M. Perera, Frenos ABS, Barcelona: Boixareu editores, 1993.
- [2] D. Burton, A. Delaney, S. Newstead, D. Logan y B. Fildes, «Evolution of Anti-lock Braking Systems Effectiveness,» Roya Automobile Club of Victoria, 2004.
- [3] I. Patersen, «Wheel slip control in ABS brakes using gain scheduled optimal control with constraints,» Department of Engineering Cybernetics Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, Norway, 2003.
- [4] D. Clavero, «Diario del Motor,» 9 Septiembre 2018. [En línea]. Available: <https://www.diariomotor.com/noticia/frenos-abs-aniversario-mercedes-clase-s/>. [Último acceso: Enero 2021].
- [5] Dirección General de Tráfico, «Boletín informativo de accidentes,» Hauser y Manet S.A., Madrid, 1980.
- [6] Dirección General de Tráfico, «Balance de seguridad vial 2019: Mínimo histórico,» 2020.
- [7] J. Erjavec, Automotive Technology: A systems Approach, Delmar, 2000.
- [8] D. Edwards, «Speed With Style,» *Cycle World*, vol. 31, nº 1-6, p. 1332, 1992.
- [9] R. Rajamani, «Vehicle Dynamics and Control,» Springer, University of Minnesota, 2006.
- [10] K. Nice, «howstuffworks,» [En línea]. Available: <https://auto.howstuffworks.com/auto-parts/brakes/brake-types/anti-lock-brake.htm#pt1>. [Último acceso: Enero 2021].
- [11] F. J. Segovia Fernandez, «Modelado y control del Sistema antibloqueo de Frenos de un Automóvil,» Escuela Técnica Superior de Ingeniería, Sevilla, 2019.
- [12] A. A. Aly, E. S. Zeidan, A. Hamed y F. Salem, «An Antilock-Braking Systems (ABS) Control: A technical Review,» vol. 2, pp. 186-195, 2011.
- [13] U. Kiencke y L. Nielsen, Automotive Control Systems for Engine, Driveline and Vehicle, SAE International, 2000.
- [14] Bosch, «Automotive Handbook,» 2000.
- [15] H. Pacejka, Tire and vehicle dynamics, Elsevier, 2005.

- [16] A. V. Zanten, R. Plaff, G. Kost, F. Uwe y T. Ehret, «Control Aspects of the Bosch-VDC,» de *Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control*, 1996, pp. 573-608.
- [17] H. J. Foster, «Der Fahrzeugfuhrer als Bindeglied Zwischen Reifen,» *VDI Berichte*, nº 916, 1991.
- [18] Ackermann, «Robust Control Prevent Car Skidding,» *Control Systems Magazine*, pp. 23-31, Junio 1997.
- [19] Ackermann, «Robust Decoupling Ideal Steering Dynamics and Yaw Stabilization of 4WS Cars,» *Automatica*, vol. 30, nº 11, pp. 1761-1768, 1994.
- [20] B. C. Kuo, *Sistemas de control automático*, Prentice Hall Hispanoamericana S.A., 1996.
- [21] L. G. C. Ramírez, G. S. A. Jiménez y J. M. Carreño, *Actuadores y Sensores*, Azcapotzalco, México D.F.: Grupo Editorial Patria S.A., 2014.
- [22] C. d. autores, «Sistema de dirección y freno de vehículos automotores,» *C. Habana: Ed. Científico Técnica*, p. 720, 1981.
- [23] M. A. Perez, A. P. Hidalgo y E. P. Berenguer, «Introducción a los sistemas de control y modelo matemático para sistemas lineales invariantes en el tiempo,» Departamento de Electrónica y Automática, San Juan de Puerto Rico, 2008.
- [24] K. Astrom y T. hagglund, *PID Controllers: Theory, Design and Tuning*, United States of America: 2º Edición, 1994.
- [25] V. d. C. O. Orozco, «Desarrollo de una herramienta computacional pra la sintonización de parámetros de controladores PID y SMC para el seguimiento de trayectoria de un cuadricóptero basado en algoritmos genéticos,» Escuela Politécnica Nacional, Quito, Ecuador, 2018.
- [26] K. Ogata, *Ingeniería del control moderna*, Madrid: Pearson Educación S.A., 2010.
- [27] P. S. Sáiz, «Modelado y control de sistemas de frenado ABS con CarSim,» 2020.
- [28] J. R. Espinoza, «Introducción al Análisis de Sistemas No-Lineales,» 2009.
- [29] P. Falcón, M. Cerdeira, E. Delgado, M. Díaz-Cacho y A. Barreiro, «Modelado y Control Reset de una Planta ABS Experimental,» 2018.
- [30] A. Baños y A. Barreiro, *Reset Control Systems*, Springer, 2011.
- [31] J. C. Clegg, «A non linear integrartor for servomechanism,» *Transactions of the American Institute of Electrical Engineers*, vol. 2, nº 77, pp. 41-42, 1958.
- [32] I. Horowitz y P. Rosenbaum, «Nonlinear design for cost of feedback reduction,» *International Journal of Control*, vol. 6, nº 21, pp. 977-1001, 1975.
- [33] I. Horowitz, «Quantitative feedback theory,» *n IEE Proceedings D*, vol. 129, nº 6, pp. 215-216, 1982.
- [34] M. M. Seron, J. H. Braslavsky y GC Goodwin, «Fundamental limitations in filtering and control,» Springer Science and Business Media, 2012.

- [35] K. J. Astrom, «Limitations on control system performance,» *European Journal of Control*, vol. 6, nº 1, pp. 2-20, 2000.
- [36] A. Baños y A. Vidal, «Definition and tuning of a PI+CI reset controller,» pp. 4792-4798, 2007.
- [37] L. J. Ruiz Capito y P. A. Proño Chamorro, «Seguimiento de trayectorias mediante cuatro técnicas de control utilizando la plataforma robótica Pioneer 3DX y el sistema operativo robótico ROS,» Quito, 2015.
- [38] O. Camacho y C. Smith, «Sliding application of sliding mode control to non linear chemical precesses with variable dead time,» 1997.
- [39] J. Guldner y V. I. Utkin, «The chattering problem in sliding mode systems,» 2018.
- [40] H. B. H. J. A. Rossiter, «Application of decaying boundary layer and switching function method thorough error feedback for sliding mode control on spacecraft's attitude,» de *Mediterranean Conference on Control and Automation (MED) 5th Edition*, Valleta, 2017.
- [41] M. Arnold y G. Andersson., «Framework for multiple time-scale cascaded MPC application in power systems,» 2011.
- [42] J.-J. E. Slotine y W. Li, *Applied Nonlinear Control*, New Jersey: Prentice Hall, 1991.
- [43] P. F. Oubiña, «Estudio sobre el modelo del vehículo para Anti-lock systems (ABS),» Enero 2020.
- [44] D. H. G. Tejada, «Estudio comprativo del comportamiento de un vehículo mediante un modelo simplificado y el software comercial CarSim,» Universidad Carlos III, Madrid.
- [45] T. Sardarmehni, H. rahmani y M. B. Menahaj, «Robust control of wheel slip in anti-lock brake system of automobiles,» *Nonlinear Dynamics*, vol. 76, nº 1, pp. 125-138, 2014.
- [46] Y. Lee y S. H. Zak, «Designing a genetic neural fuzzy antilock-brake system controller,» *Transactions on evolutionary computation*, vol. 6, nº 2, pp. 198-211, 2002.
- [47] D. Wang y F. Qi, «Trajectory planning for four wheel steering vehicle,» Seul, Corea, 2001.
- [48] H. B. Pacejka y E. Bakker, «The magic formula tyre model,» *Vehicle system dynamics*, vol. 21, nº 51, pp. 1-18, 1992.
- [49] J. Matusko, I. petrovic y N. Peric, «Neural network based tire/road friction force estimation,» *Engineering Applications of artificial Intelligence*, vol. 21, nº 3, pp. 442-456, 2008.
- [50] M. Burckhard, *Fahrwerktechnik: Radschlupf-Regelsysteme: Reifenverhalten, Zeitablaufe, Messung des Drehzustands der Raeder, Anti-BlockierSystem (ABS), Theorie Hydraulikkreislaufe, Antriebs-Schlupf-Regelung*, Vogel, 1993.
- [51] S. Solyom, «Synthesis of a model-based Tire Slip Controller,» Department of Automatic Control, Lund, Sweden, 2002.
- [52] S. Zaragoza, J. Sánchez y A. Baños, «Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial,» nº 17, pp. 116-129, 2020.
- [53] M. C. Corujo, «Sistemas de control híbridos impulsivos. Aplicaciones en control vehicular,» Universidad de Vigo, 2019.

ANEXO I: CÓDIGO DE GENERACIÓN DE GRÁFICAS

```

%posicion
X1 = POSSECO.signals(:, 1).values;
X2 = POSNIEVE.signals(:, 1).values;
Y1 = POSSECO.time;
Y2 = POSNIEVE.time;
figure(1);
plot (Y1, X1,Y2, X2, 'LineWidth',2)
grid on;
xlabel ("Tiempo");
ylabel ("Posición");
legend ("Posición-Seco", "Posición-Nieve");
%velocidad
X3 = VELSECO.signals(:, 1).values;
X4 = VELNIEVE.signals(:, 1).values;
Y3 = VELSECO.time;
Y4 = VELNIEVE.time;
figure(2);
plot (Y3, X3,Y4, X4, 'LineWidth',2)
grid on;
xlabel ("Tiempo");
ylabel ("Velocidad");
legend ("Velocidad-Seco", "Velocidad-Nieve");
%wr
X5 = WRSECO.signals(:, 1).values(:,1);
X6 = WRNIEVE.signals(:, 1).values(:,1);
X7 = WRSECO.signals(:, 1).values(:,3);
X8 = WRNIEVE.signals(:, 1).values(:,3);
Y5 = WRSECO.time;
Y6 = WRNIEVE.time;
figure(3);
plot (Y5, X5, Y5, X7, Y6, X6, Y6, X8, 'LineWidth',2)
grid on;
xlabel ("Tiempo");
ylabel ("Wr");
legend ("WrFront-Seco", "WrRear-Seco", "WrFront-Nieve", "WrRear-Nieve");
ylim ([0 20]);
%slip
X9 = SLIPSECO.signals(:, 1).values(:,1);
X10 = SLIPNIEVE.signals(:, 1).values(:,1);
X11 = SLIPSECO.signals(:, 1).values(:,3);
X12 = SLIPNIEVE.signals(:, 1).values(:,3);
Y7 = SLIPSECO.time;
Y8 = SLIPNIEVE.time;
figure(4);
plot (Y7, X9, Y7, X11, Y8, X10, Y8, X12, 'LineWidth',2)
grid on;
xlabel ("Tiempo");
ylabel ("Slip");
legend ("SlipFront-Seco", "SlipRear-Seco", "SlipFront-Nieve", "SlipRear-Nieve");
ylim ([0 0.25]);
xlim ([0 4.25]);
%fx
X13 = FXSECO.signals(:, 1).values;
X14 = FXNIEVE.signals(:, 1).values;
Y9 = FXSECO.time;
Y10 = FXNIEVE.time;
figure(5);
plot (Y9, X13, Y10, X14, 'LineWidth',2)
grid on;

```

```
xlabel ("Tiempo");
ylabel ("Fx");
legend ("Fx-Seco", "Fx-Nieve");
%tb
X15 = TBSECO.signals(:, 1).values;
X16= TBNIEVE.signals(:, 1).values;
Y11 = TBSECO.time;
Y12 = TBNIEVE.time;
figure(6);
plot (Y11, X15,Y12, X16, 'LineWidth',2)
grid on;
xlabel ("Tiempo");
ylabel ("Tb");
legend ("Tb-Seco", "Tb-Nieve");
```