



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

CONTROL DE UN SISTEMA DE FRENOS ANTI-BLOQUEO

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:
INGENIERO ELÉCTRICO Y ELECTRÓNICO

PRESENTA:

RAÚL CANSECO RODAL

DIRECTOR DE TESIS:

DR. GERARDO RENÉ ESPINOSA PÉREZ



CIUDAD UNIVERSITARIA, 2013



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

JURADO ASIGNADO:

Presidente: Ing. Rodolfo Peters Lammel
Secretario: Dr. Gerardo René Espinosa Pérez
Vocal: Ing. Gloria Mata Hernández
1^{er} Suplente: Fis. Juan Velázquez Torres
2^{do} Suplente: Dr. Paul Rolando Maya Ortiz

Esta tesis se realizó en el Laboratorio de Control perteneciente a la División de Estudios de Posgrado de la Facultad de Ingeniería en la UNAM.

Director de Tesis:

Dr. Gerardo René Espinosa Pérez

Agradecimientos

Agradecimientos

Quiero agradecer a mi familia por todo el apoyo que siempre me brindan, A mis padres Saúl Canseco y Sofía Rodal por estar conmigo en todos los momentos de mi vida y regalarme todo su amor incondicionalmente, este logro es suyo. Quiero que sepan que los amo mucho y que ustedes son quienes me llenan de fortaleza, amor, esperanzas y sueños, A mis hermanos Carlos y Nancy, a Nancy por sus ricos desayunos. A mi novia Susana por darme el amor y comprensión que siempre me regaló sin importar la situación en la que nos encontramos, gracias a todos por creer en mi los amo.

Al Dr.Gerardo Espinosa, por introducirme a este maravilloso, interesante y apasionante mundo del control, por darme la oportunidad de trabajar bajo su dirección, por el tiempo que me regalo, la confianza y los consejos que me brindo, le agradezco mucho todo lo que hizo por mí. Gracias por su amistad.

A mi maestro M.I Hoover Mujica, por su amistad y gran apoyo que siempre me brindo, así como los consejos y las muchas cosas que me enseñó.

A la Universidad Nacional Autónoma de México y la Facultad de Ingeniería, por la oportunidad de ayudarme a llegar a ser profesionista y darme la oportunidad de un mejor futuro.

Índice general

Índice general	IV
Índice de figuras	VI
1. Introducción	1
1.1. Motivación	1
1.2. Antecedentes	2
1.3. Objetivo de la tesis	2
1.4. Contribuciones	3
1.5. Organización de la tesis	4
2. Sistema de frenado Anti-bloqueo	5
2.1. Introducción	5
2.2. Descripción del sistema	6
2.3. Modelo matemático	7
2.3.1. Ecuaciones de movimiento	9
2.4. Identificación de parámetros	11
2.4.1. Parámetros geométricos	12
2.4.2. Par M_g	12
2.4.3. Momentos de inercia J_1 y J_2	13
2.4.4. Coeficientes de fricción viscosa d_1 , d_2 y coeficientes de fricción estática M_{10} , M_{20}	14
2.4.5. Identificación del coeficiente de fricción de contacto μ y del torque de frenado	15
2.5. Importancia del Coeficiente de fricción μ contra desplazamiento longitudinal λ	16
3. Descripción teórica de los algoritmos de control	19
3.1. Control <i>ON-OFF</i>	20
3.2. Control PID	21
3.2.1. Acción de control Proporcional	21
3.2.2. Acción de control Integral	21
3.2.3. Acción de control Derivativa	22
3.2.4. Acción de control Proporcional Integral	22

3.2.5.	Acción de control Proporcional Derivativa	23
3.2.6.	Acción de control Proporcional Integral Derivativa	23
4.	Simulaciones y Evaluación Experimental	24
4.1.	Simulación del control <i>ON-OFF</i> aplicado al <i>ABS</i>	26
4.2.	Simulación del control PID aplicado al <i>ABS</i>	30
4.2.1.	Acción Proporcional (P)	30
4.2.2.	Acción proporcional e integral (PI)	31
4.2.3.	Acción proporcional, integral y derivativa (PID)	32
4.2.4.	Resultados obtenidos con el PID	34
4.2.5.	Conclusión de las simulaciones	34
4.3.	Evaluación experimental del control <i>ON-OFF</i> aplicado al <i>ABS</i>	35
4.4.	Evaluación experimental del control PID	38
4.4.1.	Conclusión de los Experimentos	38
5.	Conclusiones	44
5.1.	Trabajo futuro	45
	Apéndices	46
A.	Módulo de ABS	46
A.1.	Funcionamiento del modulo de frenos ABS	46
A.1.1.	Descripción del hardware	46
A.1.2.	Descripción del software	49
B.	Linealización del Modelo matemático del <i>ABS</i>	56
	Bibliografía	58

Índice de figuras

2.1. Simulador del Sistema de Frenos Anti-Bloqueo	6
2.2. Diagrama del ABS	7
2.3. Diagrama auxiliar para el desarrollo del modelo matemático	10
2.4. Obtención de la fuerza normal (F_n) con ayuda del dinamómetro	12
2.5. Diagrama de ayuda para obtención de los momentos de inercia	13
2.6. Variación del coeficiente de fricción μ respecto al deslizamiento λ [14].	17
2.7. Variaciones típicas del coeficiente de fricción μ respecto al deslizamiento λ para diferentes tipos de superficies[14].	18
3.1. Esquema de control básico	19
3.2. Características típicas del control ON-OFF. a)Ideal; b)Modificado con una zona muerta; c)Modificado con histéresis	20
4.1. Bloque que contiene toda la información del ABS	25
4.2. Bloques necesarios para realizar experimentos con el <i>ABS</i> ,	26
4.3. Interior del bloque Aceleración aplicado al <i>ABS</i>	26
4.4. Diagrama de control con el controlador <i>ON-OFF</i>	27
4.5. Resultados de la simulación A aplicando control <i>ON-OFF</i>	28
4.6. Resultados de la simulación B aplicando control <i>ON-OFF</i>	29
4.7. Diagrama de control PID	30
4.8. Resultados de simulación aplicando acción de control proporcional.	31
4.9. Resultados de simulación aplicando acción de control proporcional e integral.	32
4.10. Resultados de simulación aplicando acción de control proporcional, integral y derivativa.	33
4.11. Diagrama del control al interior del bloque control, para el sistema <i>ABS</i> real	36
4.12. Resultados del experimento A aplicando control <i>ON-OFF</i>	40
4.13. Resultados del experimento B aplicando control <i>ON-OFF</i>	41
4.14. Diagrama de control PID aplicado al <i>ABS</i>	42
4.15. Resultados del experimento aplicando el control PID.	43
A.1. Plataforma de experimentos <i>ABS</i>	47
A.2. Esquema de la tarjeta RTDAC4/PCI	48
A.3. Tarjeta RTDAC4/PCI	49

A.4. Ventana de control ABS	50
A.5. Configuración manual ABS	51
A.6. Controlador del sistema ABS	52
A.7. Modelo de simulación	53
A.8. Interior del bloque <i>ABS Simulation model</i>	53
A.9. Controlador de muestra incluido por el fabricante	54
A.10. Modelo de simulación propuesto por el fabricante	55

Capítulo 1

Introducción

1.1. Motivación

En un vehículo, la finalidad de los frenos es hacer que este reduzca la velocidad a la que se desplaza y por consecuencia hacer que las ruedas dejen de girar. Sin embargo, al aplicar los frenos, debido a la inercia, es posible que el auto siga en movimiento sin importar que las ruedas se encuentren estáticas, lo que provocará pérdida del control sobre el vehículo, por lo tanto, no permitirá al usuario dirigirse hacia donde desea; el vehículo seguirá la trayectoria que la inercia marque en ese momento, ocasionando con esto el riesgo de tener algún accidente; de ahí que la prevención del bloqueo de las ruedas durante el proceso de frenado es de gran importancia para la seguridad del usuario.

La situación descrita establece un problema importante de ingeniería, donde la solución para impedir el bloqueo de las ruedas en frenadas violentas y mantener el control sobre el vehículo es el denominado Sistema de frenado anti-bloqueo, mejor conocido como *Anti-lock braking system* por sus siglas en inglés *ABS*¹. Este dispositivo varía la fuerza de frenado con lo evita que las ruedas pierdan adherencia con el suelo incrementando el coeficiente de fricción y habilita la posibilidad de que el usuario pueda maniobrar el vehículo mientras esté se encuentre en un proceso de frenado, razones por las cuales el ABS sea a convertido en una de las tecnologías más utilizadas e importantes en automóviles.

Así el *ABS* fue desarrollado en su versión actual hasta finales de los años 70's por la compañía Alemana *Bosch*. Su principal aplicación estaba pensada para aviones, pero hoy día se utiliza en el 75% de todos los vehículos que se fabrican en el mundo; por ejemplo, autos, camiones y motos. Aunque se tenían las bases teóricas de este sistema aproximadamente desde los años 30's, no se contaba con la electrónica necesaria para su aplicación física.

La importancia de estudiar el *ABS* emana de la necesidad de aumentar la eficiencia de los sistemas de frenos, es decir, diseñar controladores que hagan que la distancia de frenado sea pequeña y la seguridad sea alta. Lo anterior ha dado pie al desarrollo de diferentes técnicas para controlarlo lo que ha motivando a una parte importante de la comunidad científica a afrontar el problema de control de estos dispositivos mediante la aplicación de diversos

¹La traducción en español es Sistema de Frenado Anti-bloqueo, a lo largo de esta tesis se usará *ABS*

controladores, entre ellos, los diseños del enfoque de control de modos deslizantes, control Neuro-difuso, controladores PID, entre otros, en la revisión de la bibliografía para el desarrollo de esta tesis se encontraron diversos artículos que abordan diferentes algoritmos de control aplicados al *ABS*, véase [4]-[8] por ejemplo. En esta tesis, además de demostrar la eficiencia de los controles PID y ON-OFF de manera teórica se harán simulaciones y experimentos en tiempo real para probar la eficiencia del *ABS* con los dos algoritmos de control. El principal objetivo de control es evitar el bloqueo de la llanta y optimizar la eficiencia de frenado manteniendo al mismo tiempo el control sobre el vehículo. Para lograr el objetivo es necesario mantener el deslizamiento de la rueda alrededor de un valor permisible, para maximizar el coeficiente de fricción entre la rueda y la carretera, esto para cualquier superficie de la carretera. Este problema se documenta en las siguientes secciones.

1.2. Antecedentes

El modo de operación del sistema *ABS* es complejo y requiere de un circuito electrónico muy específico para que funcione adecuadamente. Aunque los algoritmos de control pueden variar de un modelo a otro, el funcionamiento básico del *ABS* es el siguiente:

1. El controlador monitorea en todo momento las señales que le envían los sensores de velocidad (*Encoders*) ubicados en cada rueda del vehículo.
2. En caso de una disminución brusca de la aceleración de las ruedas, el controlador evita que éstas se detengan completamente enviando una señal al freno, para así disminuir la fuerza que este ejerce sobre las ruedas antes de que se provoque el bloqueo de las mismas. La fuerza aplicada por el freno se incrementa y decrementa tratando de mantener su valor lo más cercanamente posible al punto máximo del coeficiente de frenado, incrementando el control sobre el vehículo.
3. Como resultado de la aplicación controlada de la fuerza de frenado, se logra una optimización en la distancia necesaria para detener el vehículo sin perder el control del mismo.

En esta tesis se probarán algoritmos de control, aplicándolos al (*ABS*) y con esto probar de una manera experimental su eficiencia con ayuda del software Matlab.

1.3. Objetivo de la tesis

Con la realización de esta tesis se pretende probar dos algoritmos de control diferentes y aplicarlos a un *ABS*, buscando que los algoritmos de control aplicados logren mantener al coeficiente de fricción dinámico, entre la rueda y el terreno, en un valor máximo, con lo que se ilustrará la eficiencia e importancia del *ABS* en un sistema real. Así, el objetivo principal

de este trabajo de tesis puede formularse como sigue:

Ilustrar las propiedades de dos algoritmos de control aplicados al *ABS* y mostrar el desempeño de los mismos con base en simulaciones y experimentos.

Para alcanzar el objetivo planteado, la metodología a seguir es:

- Analizar la plataforma experimental en donde los algoritmos de control serán evaluados.
- Obtener un modelo matemático de este sistema con el fin de poder reproducir su comportamiento dinámico numéricamente.
- Evaluar numéricamente el efecto sobre el comportamiento del sistema de dos controladores. Estos esquemas serán los más utilizados a nivel industrial, es decir, un controlador por histéresis y un controlador clásico del tipo Proporcional, Integral, Derivativo (PID).
- Evaluar experimentalmente la operación de los controladores para verificar hasta que punto sus propiedades teóricas se reproducen prácticamente.
- Identificar ventajas y desventajas de los esquemas de control evaluados y establecer tanto políticas de diseño, como de implementación para futuros trabajos.
- En este momento es importante hacer notar que el objetivo del trabajo de tesis no es establecer si uno de los esquemas de control es mejor que otro. Más bien, se pretende sólo establecer las propiedades de cada uno de ellos, esperando que este conocimiento sea de utilidad para futuros desarrollos.

1.4. Contribuciones

Las contribución principal que presenta esta tesis son ilustrar el funcionamiento del *ABS*, al aplicar dos algoritmos de control diferentes, y un análisis del comportamiento del *ABS* basado en la elaboración de experimentos y simulaciones numéricas. Además, realizar un estudio de estos algoritmos para saber que diferencias existen entre estos y cuales son las ventajas y desventajas que proporcionan al ser aplicados al *ABS*.

Como contribuciones colaterales se encuentran, el análisis detallado del modelo matemático que usualmente se utiliza en la literatura para representar el comportamiento dinámico del *ABS*, incluyendo la importancia del punto máximo del coeficiente de fricción, y la puesta en marcha de la plataforma experimental que emula un *ABS* y que se ubica en el Laboratorio de Control del edificio de Posgrado de la Facultad de Ingeniería de la UNAM.

1.5. Organización de la tesis

El resto de la tesis está organizada de la siguiente manera en el Capítulo 2 se explica en que consiste un sistema de frenos *ABS*, así como su aplicación.

En el Capítulo 3 se describe la maqueta que se utiliza para los experimentos, así como las partes que la conforman. Se explica porqué la maqueta puede simular de una manera muy aproximada a un sistema *ABS* real; también se proporciona el modelo matemático del sistema obtenido a partir de la maqueta de simulaciones; al igual que se da una detallada explicación de la identificación y cálculo de los parámetros particulares del sistema que serán útiles a lo largo de la tesis para realizar simulaciones y experimentos.

En el Capítulo 4 se da una justificación teórica de los algoritmos de control que se aplicarán en el *ABS*, lo que ayuda a entender los resultados obtenidos en esta tesis.

En el Capítulo 5 se describe cómo se realizaron los experimentos y simulaciones, así como los resultados obtenidos de ambos, mencionando las ventajas y desventajas obtenidas al aplicar los algoritmos de control al *ABS*; para después hacer la comparación entre simulaciones y experimentos en tiempo real. Finalmente se presentan las conclusiones del trabajo y se establecen algunas líneas de trabajo futuro.

Capítulo 2

Sistema de frenado Anti-bloqueo

2.1. Introducción

El principal objetivo de control de los *ABS* es evitar el bloqueo de la llanta y optimizar la eficiencia de frenado manteniendo al mismo tiempo el control sobre el vehículo. Por otra parte, se busca mantener la presión de frenado justo por debajo del punto que causa que la rueda se bloquee. Durante la aceleración o el frenado, las fuerzas de fricción generadas son proporcionales a la carga normal del vehículo, donde el coeficiente de proporción es el llamado coeficiente de adherencia o coeficiente de contacto denotado por μ . La literatura demuestra que μ es una función no lineal del deslizamiento de la rueda λ , comúnmente $\mu - \lambda$ es una curva que se obtiene de los datos de numerosos experimentos.

Para la mayoría de los controladores de *ABS* se busca mantener el deslizamiento del vehículo en un valor particular ideal según las condiciones del camino, esto es el punto donde la fuerza de fricción, alcanza su valor máximo. Zaten en [6] propone que el deslizamiento de las ruedas se debe de mantener entre 0.08 y 0.3, para poder alcanzar un rendimiento óptimo. Por otra, parte cabe mencionar que otros trabajos de investigación mencionan que el valor de deslizamiento de la rueda no tiene que ser necesariamente constante. En [7], el deslizamiento de la rueda de referencia se considera como una función no lineal de algunas variables físicas incluyendo la velocidad del vehículo y depende directamente de las condiciones del terreno. En la actualidad aún no se tiene un sensor que pueda determinar con exactitud las características del terreno, por ello que se tiene que trabajar con una aproximación que sea buena para la mayoría de los terrenos, ya sea un valor constante o intervalo de valores reducido. Como el deslizamiento es un parámetro fundamental para el funcionamiento del *ABS*, el rendimiento del *ABS* puede variar según las condiciones del terreno, lo que deja un importante compromiso a la hora de diseñar un controlador que pueda regular el deslizamiento de la rueda.

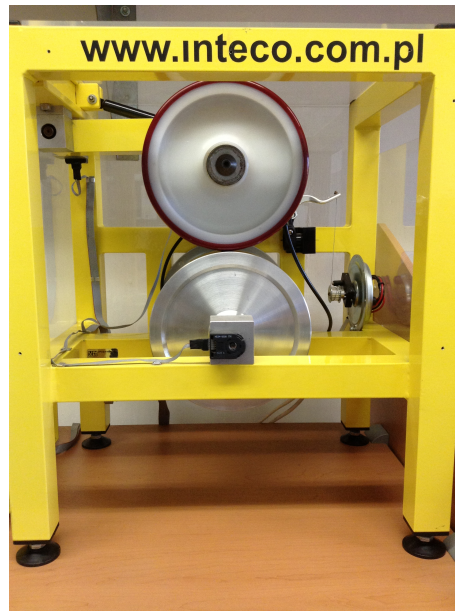


Figura 2.1: Simulador del Sistema de Frenos Anti-Bloqueo

2.2. Descripción del sistema

El rendimiento de los *ABS* se demostrarán con el uso del simulador que se muestra en la Figura 2.1, el cual fue diseñado por la compañía INTECO.

Dicho simulador cuenta con:

- Unidad de Mecánica *ABS*
- Interfaz de Potencia
- Botón de emergencia
- Tarjeta de adquisición de datos

El modulo del sistema de frenos *ABS* además consta de dos ruedas: una que se encarga de simular el movimiento de un vehículo y otra que es la encargada de simular el terreno que recorre el vehículo. Se tiene una palanca de equilibrio y un amortiguador unidos a la llanta que simula al vehículo para hacerlo más real, dos motores de DC planos¹ y tres *encoders* idénticos.

El encargado de impulsar al sistema es el potente motor plano de DC "GPM16LR", los tres *encoders* idénticos sirven para obtener la medición de los ángulos de rotación de las dos ruedas y el ángulo de desviación de la palanca de equilibrio de la rueda que simula al vehículo. El *ABS* es un simulador que permite trabajar en el entorno de Matlab², toda la programa-

¹Uno los motores es el motor GNP9 motor plano de DC de 3000rpm 20V 75W, y el otro es un GPM16LR motor plano de DC de 3600rpm 28V 243W

²MATLAB (abreviatura de MATrix LABoratory, "laboratorio de matrices") es un software matemático que ofrece un entorno de desarrollo integrado (IDE) con un lenguaje de programación propio (lenguaje M).

ción que se requiere para probar controladores se realiza en Simulink³ lo que nos permite experimentar en tiempo real algoritmos de control. También permite, desarrollar, simular y aplicar los algoritmos de control de una forma más sencilla y rápida.

2.3. Modelo matemático

Generalmente se tiene interés en el desplazamiento de las cuatro ruedas de un vehículo. Para esta tesis sólo se considerara una de las cuatro ruedas y sólo el desplazamiento longitudinal debido a la construcción de la maqueta experimental. Así el modelo matemático que se propone en la siguiente sección de este trabajo sólo será un modelo simplificado de la cuarta parte del vehículo.

Una segunda característica de este modelo es que solo rescata la dinámica que se tiene cuando se frena el vehículo, por lo que el periodo de aceleración no está incluido en esta representación matemática.

Considerando el sistema mostrado en la Figura 2.2 al elaborar el modelo matemático, se

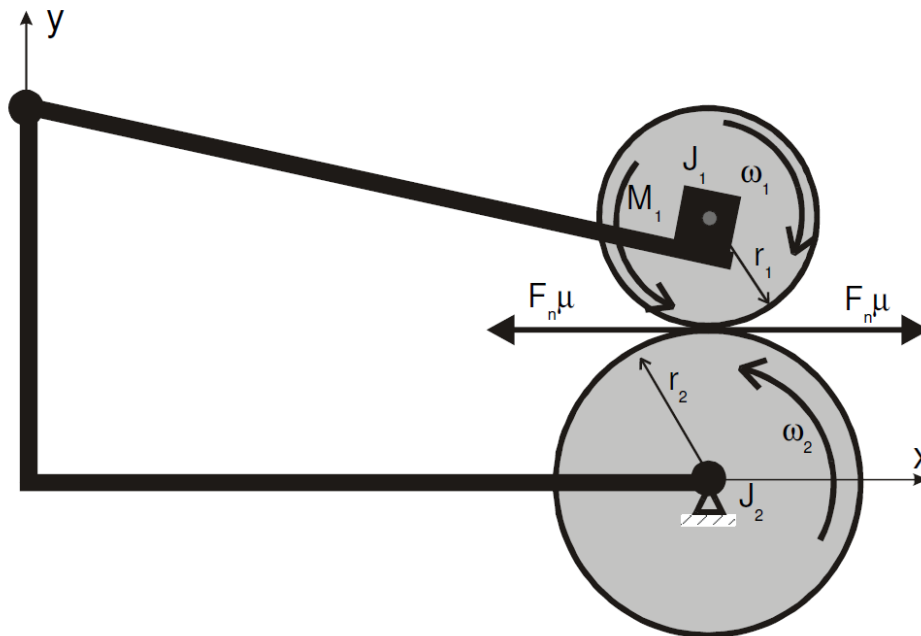


Figura 2.2: Diagrama del ABS

tomó en cuenta las dos ruedas del simulador, la rueda inferior (Car) que es la que se encarga de simular el terreno con un movimiento relativo y la rueda superior (Wheel), ambas quedan permanentemente en contacto en un punto.

Las velocidades de las ruedas no se miden, sino que se reconstruyen a partir de mediciones

³Simulink es un entorno de programación visual, que funciona sobre el entorno de programación Matlab.

de posición y utilizando el método de Euler (con paso de muestreo de 0.5[ms] para aproximar la derivada de esta señal).

La rueda superior está montada en una palanca de equilibrio que está equipada con un amortiguador, y con un sistema de frenado de disco accionado por un motor de DC pequeño. La rueda inferior está acoplada al motor de DC plano grande el cual suministra la potencia para acelerar la rueda. Durante la fase de frenado la fuente de potencia se desconecta, inhabilitando a los motores y permitiendo que solamente el sistema de frenado opere. Ambos motores están controlados por señales PWM (Modulación por Anchos de Pulso) de una frecuencia igual a 3.5KHz. La variación de los anchos de pulso modificará el par de frenado.

Las variables involucradas en el modelo matemático se muestran en la Tabla 2.1.

Nombre	Descripción	Unidades
x_1	velocidad angular de la rueda superior	rad/seg
x_2	velocidad angular de la rueda inferior	rad/seg
M_1	torque de frenado	Nm
r_1	radio de la rueda superior	m
r_2	radio de la rueda inferior	m
J_1	inercia de la rueda superior	kgm^2
J_2	inercia de la rueda inferior	kgm^2
d_1	coeficiente de fricción viscosa de la rueda superior	Kgm^2/s
d_2	coeficiente de fricción viscosa de la rueda inferior	kgm^2/s
$\mu(\lambda)$	fricción de contacto entre las dos ruedas	[1]
λ	deslizamiento-diferencia de velocidad entre las ruedas	[1]
M_{10}	fricción estática de la rueda superior	Nm
M_{20}	fricción estática de la rueda inferior	Nm
M_g	torque de gravedad y choque absorbido por la palanca de equilibrio	Nm
L	distancia entre el punto de contacto de las llantas y el eje rotacional de la palanca de equilibrio	m
φ	ángulo entre la normal y el punto de contacto de la linea	$^\circ$

Tabla 2.1: Parámetros del modelo

Suponiendo que la fuerza de fricción entre rueda (car) y el terreno (wheel) es proporcional a la presión ejercida por la normal F_n y $\mu(\lambda)$ es el coeficiente de proporcionalidad, podemos escribir utilizando ley de coulomb:

$$F_x = \mu(\lambda)F_n \quad (2.1)$$

donde F_x es la fuerza de fricción dinámica del terreno. Con el fin de incluir en el modelo la posibilidad de que la dirección de giro de las ruedas cambie, se introducen las siguientes variables auxiliares:

$$s = \text{sgn}(r_2x_2 - r_1x_1), \quad (2.2)$$

$$s_1 = \text{sgn}(x_1), \quad (2.3)$$

$$s_2 = \text{sgn}(x_2), \quad (2.4)$$

Nótese que la variable auxiliar mostrada en la ecuación (2.2) depende de la diferencia de las velocidades tangenciales⁴ de las ruedas, con lo que se puede rescatar la velocidad de la rueda en un punto de interés (el punto de contacto entre las ruedas). Podemos escribir a λ (el deslizamiento o diferencia velocidad relativa entre las ruedas) con las siguientes ecuaciones:

$$\lambda = \begin{cases} \frac{x_2 r_2 - r_1 x_1}{r_2 x_2}, r_2 x_2 \geq r_1 x_1, x_1 \geq 0, x_2 \geq 0 \\ \frac{x_1 r_1 - r_2 x_2}{r_1 x_1}, r_2 x_2 < r_1 x_1, x_1 \geq 0, x_2 \geq 0 \\ \frac{x_2 r_2 - r_1 x_1}{r_2 x_2}, r_2 x_2 < r_1 x_1, x_1 < 0, x_2 < 0 \\ \frac{x_1 r_1 - r_2 x_2}{r_1 x_1}, r_2 x_2 \geq r_1 x_1, x_1 < 0, x_2 < 0 \\ 1, x_1 < 0, x_2 \geq 0 \\ 1, x_1 \geq 0, x_2 < 0 \end{cases}$$

2.3.1. Ecuaciones de movimiento

Tenemos tres pares que actúan en la llanta superior:

- Par de frenado M_1
- Par de fricción en el rodamiento superior M_{10}
- Par de fricción viscosa entre las ruedas $d_1 x_1$

Tenemos dos pares que actúan en la llanta inferior:

- Par de fricción en el rodamiento inferior M_{20}
- Par de fricción viscosa entre las ruedas $d_2 x_2$

Además de éstos, tenemos dos fuerzas que actúan sobre la rueda inferior:

- La fuerza de gravedad de la rueda superior
- La fuerza de presión debida al amortiguador

⁴La velocidad tangencial es la velocidad que tiene una partícula en un punto específico cuando tiene un movimiento angular, es representada por un vector tangente a la circunferencia en el punto que se considere importante.

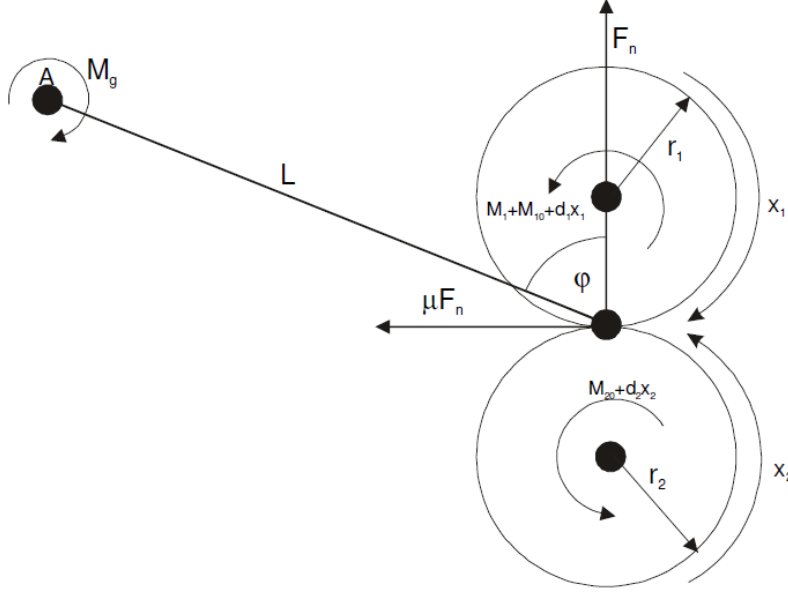


Figura 2.3: Diagrama auxiliar para el desarrollo del modelo matemático

Con ayuda de la Figura 2.3 se obtendrán las ecuaciones de movimiento del sistema. La ecuación de equilibrio para la rueda superior es:

$$J_1 \dot{x}_1 = F_n s \mu(\lambda) r_1 - d_1 x_1 - s_1 M_1 - s_1 M_{10} \quad (2.5)$$

La ecuación de equilibrio para la rueda inferior es:

$$J_2 \dot{x}_2 = -F_n s \mu(\lambda) r_2 - d_2 x_2 - s_2 M_{20} \quad (2.6)$$

Para encontrar la fuerza normal F_n se hace una suma de pares respecto al punto A de lo que se obtiene:

$$\begin{aligned} F_n L \sin(\varphi) - F_n L s \mu(\lambda) \cos(\varphi) &= M_g + s_1 M_1 + s_1 M_{10} + d_1 x_1 \\ F_n L (\sin(\varphi) - s \mu(\lambda) \cos(\varphi)) &= M_g + s_1 M_1 + s_1 M_{10} + d_1 x_1 \\ F_n &= \frac{M_g + s_1 M_1 + s_1 M_{10} + d_1 x_1}{L (\sin(\varphi) - s \mu(\lambda) \cos(\varphi))} \end{aligned} \quad (2.7)$$

Sustituyendo la ecuación (2.7) en las ecuaciones (2.5) y (2.6) se puede escribir:

$$J_1 \dot{x}_1 = \frac{M_g + s_1 M_1 + s_1 M_{10} + d_1 x_1}{L (\sin(\varphi) - s \mu(\lambda) \cos(\varphi))} s \mu(\lambda) r_1 - d_1 x_1 - s_1 M_1 - s_1 M_{10} \quad (2.8)$$

$$J_2 \dot{x}_2 = -\frac{M_g + s_1 M_1 + s_1 M_{10} + d_1 x_1}{L (\sin(\varphi) - s \mu(\lambda) \cos(\varphi))} s \mu(\lambda) r_2 - d_2 x_2 - s_2 M_{20} \quad (2.9)$$

En donde es importante notar que en ambas ecuaciones existe el factor común:

$$S(\lambda) = \frac{s\mu(\lambda)}{L(\sin(\varphi) - s\mu(\lambda)\cos(\varphi))} \quad (2.10)$$

En relación al modelado del coeficiente de adherencia $\mu(\lambda)$ se puede aproximar mediante la siguiente ecuación que es utilizada en la literatura por diversos autores:

$$\mu(\lambda) = \frac{\omega_4\lambda^p}{a + \lambda^p} + \omega_3\lambda^3 + \omega_2\lambda^2 + \omega_1\lambda \quad (2.11)$$

Con ω_i y a coeficientes que dependen de las condiciones del terreno y que se obtienen experimentalmente.

Se dará una explicación breve acerca de la obtención de parámetros de las ecuaciones (2.10) y (2.11) en la sección 5 de este mismo capítulo.

Así, si se definen las constantes:

$$c_{11} = \frac{r_1 d_1}{J_1}, c_{12} = \frac{(s_1 M_{10} + M_g) r_1}{J_1}, c_{13} = -\frac{d_1}{J_1}, c_{14} = -\frac{s_1 M_{10}}{J_1}, c_{15} = \frac{r_1}{J_1}, c_{16} = -\frac{1}{J_1}$$

$$c_{21} = -\frac{r_2 d_2}{J_2}, c_{22} = -\frac{(s_1 M_{10} + M_g) r_2}{J_2}, c_{23} = -\frac{d_2}{J_2}, c_{24} = -\frac{s_2 M_{20}}{J_2}, c_{25} = -\frac{r_2}{J_2}.$$

las ecuaciones (2.5) y (2.6) quedan de la forma:

$$\dot{x}_1 = S(\lambda)(c_{11}x_1 + c_{12}) + c_{13}x_1 + c_{14} + (c_{15}S(\lambda) + c_{16})s_1M_1, \quad (2.12)$$

$$\dot{x}_2 = S(\lambda)(c_{21}x_1 + c_{22}) + c_{23}x_2 + c_{24} + c_{25}S(\lambda)s_1M_1, \quad (2.13)$$

Frecuentemente, el par aplicado por el freno recibe un preprocesamiento, el cual se puede expresar como:

$$\dot{M} = c_{13}(b(u) - M_1) \quad (2.14)$$

donde el fabricante propone que la constante c_{13} sea igual a 20.37 [1/s], mientras que la función $b(u)$ se puede aproximar con la siguiente ecuación:

$$b(u) = \begin{cases} b_1u + b_2, & u \geq u_0 \\ 0, & u < u_0 \end{cases}$$

2.4. Identificación de parámetros

En esta sección, a partir de la estructura presentada de la plataforma experimental, se presentan los valores numéricos de los diferentes coeficientes que aparecen en el modelo matemático.

2.4.1. Parámetros geométricos

Al realizar la medición de la distancia L , el ángulo φ y el radio de las ruedas r_1 y r_2 , se obtuvieron los siguientes parámetros:

$$r_1 = 0,0995[m]$$

$$r_2 = 0,099[m]$$

$$\varphi = 65,61^\circ$$

$$L = 0,370[m]$$

2.4.2. Par M_g

Este parámetro se puede encontrar con ayuda de la ecuación (2.7), Para $x_1 = 0$, se obtiene que $M_g = F_n L \sin(\varphi)$. La fuerza normal F_n se determinó haciendo uso de un dinamómetro como se muestra en la Figura 2.4, con lo que se obtuvo una $F_n = 58,214[N]$, una vez conocido

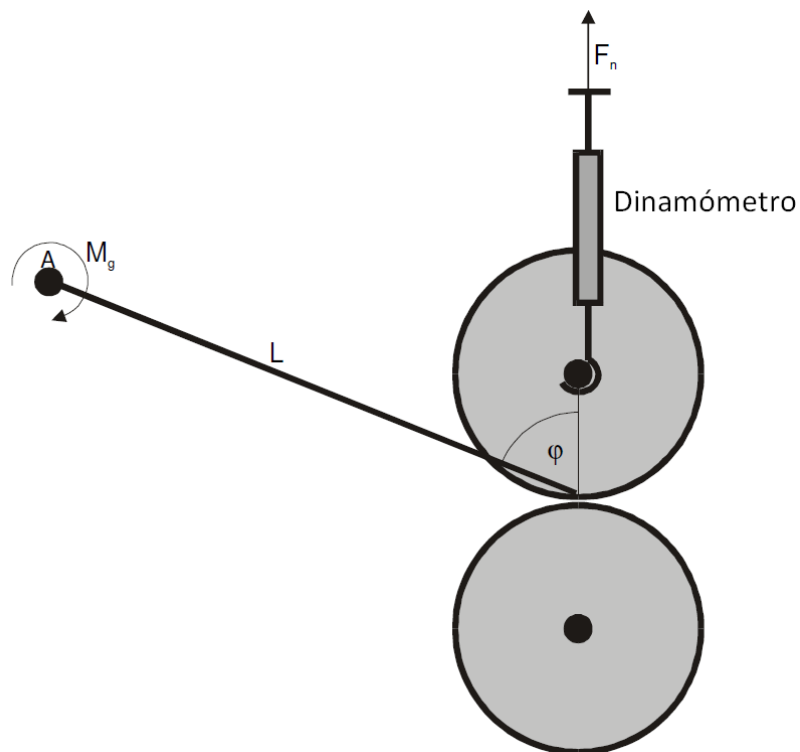


Figura 2.4: Obtención de la fuerza normal (F_n) con ayuda del dinamómetro

este parámetro podemos obtener M_g :

$$M_g = F_n L \sin(\varphi) = 19,62[N]$$

2.4.3. Momentos de inercia J_1 y J_2

Los momentos de inercia J_1 y J_2 se pueden obtener con base a las mediciones de las velocidades de las ruedas superior e inferior, con un par constante aplicado a la rueda que se está considerando como se muestra en la Figura 2.5, de donde

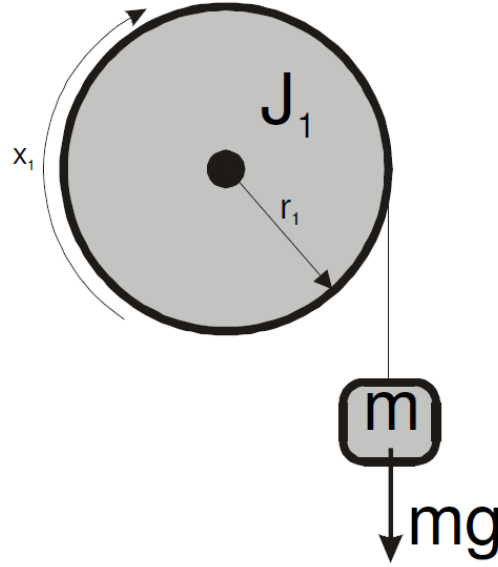


Figura 2.5: Diagrama de ayuda para obtención de los momentos de inercia

$$J_1 \dot{x}_1 = -d_1 x_1 - M_{10} + mgr_1. \quad (2.15)$$

Si consideramos una x_1 muy pequeña, podemos despreciar el término que hace referencia a la fricción viscosa $d_1 x_1$, quedando la ecuación:

$$J_1 \dot{x}_1 = -M_{10} + mgr_1, x_1(0) = 0. \quad (2.16)$$

La solución de esta ecuación es:

$$x_1(t) = \frac{mgr_1 - M_{10}}{J_1} t. \quad (2.17)$$

Considerando que después de unos segundos la carga se libera se obtiene la siguiente ecuación diferencial para describir la dinámica de la rueda sujeta sólo a la acción del freno;

$$J_1 \dot{x}_1 = -M_{10}, x_1(0) = x_{10}. \quad (2.18)$$

y cuya solución esta dada por:

$$x_1(t) = x_{10} - \frac{M_{10}}{J_1}t. \quad (2.19)$$

De la ecuación (2.17) se nota que la pendiente de esa recta es $a_1 = \frac{mgr_1 - M_{10}}{J_1}$ mientras que para la ecuación (2.19) $a_2 = -\frac{M_{10}}{J_1}$. Por lo tanto:

$$a_1 - a_2 = \frac{mgr_1 - M_{10}}{J_1} + \frac{M_{10}}{J_1} = \frac{mgr_1}{J_1} \quad (2.20)$$

y el momento de inercia es:

$$J_1 = \frac{mgr_1}{a_1 - a_2}. \quad (2.21)$$

Podemos obtener de manera similar el momento de inercia de la rueda inferior con:

$$a'_1 - a'_2 = \frac{mgr_2 - M_{20}}{J_2} + \frac{M_{20}}{J_2} = \frac{mgr_2}{J_2} \quad (2.22)$$

de donde

$$J_2 = \frac{mgr_2}{a'_1 - a'_2}. \quad (2.23)$$

A partir de las ecuaciones (2.21) y (2.23) se obtienen los siguientes valores para los momentos de inercia:

$$J_1 = 7,53 \times 10^{-3} [kgm^2]$$

$$J_2 = 25,60 \times 10^{-3} [kgm^2]$$

2.4.4. Coeficientes de fricción viscosa d_1 , d_2 y coeficientes de fricción estática M_{10} , M_{20}

El coeficiente de fricción viscosa y el coeficiente de fricción estática se pueden obtener a partir de las siguientes ecuaciones:

$$J_1 \dot{x}_1 = -d_1 x_1 - M_{10}$$

$$J_2 \dot{x}_2 = -d_2 x_2 - M_{20}$$

Estos coeficientes se obtienen con el método del Error Cuadrático Medio (Mean Square Error, por sus siglas en inglés). Los resultados obtenidos se presentan en la Tabla 2.2:

	Rueda superior		Rueda inferior	
	$d_1[kgm^2/s]$	$M_{10}[Nm]$	$d_2[kgm^2/s]$	$M_{20}[Nm]$
1	1.3436×10^{-4}	0.0022	2.1528×10^{-4}	0.0920
2	1.1978×10^{-4}	0.0025	2.1354×10^{-4}	0.0935
3	1.0209×10^{-4}	0.0050	2.1521×10^{-4}	0.0920
Valor Promedio	1.1874×10^{-4}	0.0032	2.1468×10^{-4}	0.0925

Tabla 2.2: Resultados de la medición de los coeficientes de fricción

2.4.5. Identificación del coeficiente de fricción de contacto μ y del torque de frenado

Con ayuda de las ecuaciones (2.5) y (2.6) se puede despejar M_1 obteniendo la ecuación:

$$M_1 = -\left[\frac{r_2}{r_1}(J_2\dot{x}_2 + d_2x_2 + M_{20}) + J_1\dot{x}_1 + d_1x_1 + M_{10}\right] \quad (2.24)$$

De la ecuación (2.7) y despejando de la ecuación (2.6) a F_n , se obtiene la siguiente igualdad:

$$F_n = \frac{M_g + M_1 + M_{10} + d_1x_1}{L(\sin(\varphi) - \mu(\lambda)\cos(\varphi))} = -\frac{J_2\dot{x}_2 + d_2x_2 + M_{20}}{\mu(\lambda)r_2}. \quad (2.25)$$

Por otro lado, con la ecuación (2.25) y considerando la siguiente aproximación $J_1\dot{x}_1 = -M_1 - M_{10} - d_1x_1$, obtenemos:

$$\mu(\lambda) = \frac{\frac{L\sin(\varphi)}{r_2}(J_2\dot{x}_2 + d_2x_2 + M_{20})}{(J_2\dot{x}_2 + d_2x_2 + M_{20})\left(\frac{L\cos(\varphi)}{r_2} + \frac{r_2}{r_1}\right) + J_1\dot{x}_1 - M_g} \quad (2.26)$$

de donde se puede obtener el coeficiente de fricción con respecto al deslizamiento. Las aceleraciones de las ecuaciones (2.25) y (2.24) no se miden, se observaron de la medición de las velocidades. Se realizaron una serie de experimentos, en los cuales se aceleraron las ruedas para llegar a la velocidad angular de 180 rad/s. A continuación, se inició el procedimiento de frenado y el motor de DC responsable del frenado se le aplicó un cambio en la magnitud de la señal de control con el fin de frenar el movimiento de las ruedas. Las velocidades de las ruedas se registraron durante el proceso de frenado. Con base en las ecuaciones (2.24) y (2.26) se obtuvo el par de frenado y el coeficiente de fricción de la rueda superior respectivamente. Los coeficientes del modelo tienen los siguientes valores:

$$\begin{aligned}
c_{11} &= 0,00158605757097, & c_{12} &= 2,593351896228796 \times 10^2, \\
c_{13} &= 0,01594027709515, & c_{14} &= 0,39850692737875, \\
c_{15} &= 13,21714642472868, & c_{16} &= 132,8356424595848, \\
c_{21} &= 0,000464008124048, & c_{22} &= 75,86965129086435, \\
c_{23} &= 0,00878803265242, & c_{24} &= 3,63238682966840, \\
c_{25} &= 3,86673436706636, & c_{31} &= 20,37, \\
w_1 &= -0,04240011450454, & w_2 &= 0,00000000029375, \\
w_3 &= 0,03508217905067, & w_4 &= 0,40662691102315, \\
a &= 0,00025724985785, & p &= 2,09945271667129.
\end{aligned}$$

2.5. Importancia del Coeficiente de fricción μ contra desplazamiento longitudinal λ

El coeficiente de deslizamiento (Slip), que es la diferencia de velocidades entre las dos ruedas, es considerado uno de los parámetros más importantes que afectan directamente el control del vehículo, porque entre mayor sea este coeficiente el vehículo se desliza en el terreno, y el usuario pierde control sobre el vehículo, cosas que el *ABS* busca evitar.

Con el *ABS* se pretende asegurar que el parámetro de deslizamiento de la rueda se encuentre en un intervalo de aproximadamente 0.1-0.3, lo que es adecuado para la mayoría de las condiciones del camino.

Para alcanzar el objetivo de control del *ABS*, es necesario regular el deslizamiento de la rueda con el fin de maximizar el coeficiente de fricción entre la rueda y el terreno.

En general, el coeficiente de fricción durante la etapa de frenado se puede expresar como:

$$\lambda = \frac{v - rw}{v} \quad (2.27)$$

siendo una función del deslizamiento λ , donde la v es la velocidad longitudinal del vehículo, w es la velocidad angular de la rueda y r el radio de la rueda. En la Figura 2.6 se muestra gráficamente la relación entre μ y λ , note que entre menor sea el deslizamiento, el coeficiente de fricción es más grande, esta gráfica $\mu - \lambda$ comúnmente es una curva que se obtiene de los datos de numerosos experimentos.

Para nuestro caso como la carretera es simulada por otra rueda y no por un plano, la velocidad longitudinal del vehículo ahora también será una velocidad angular, y para esta

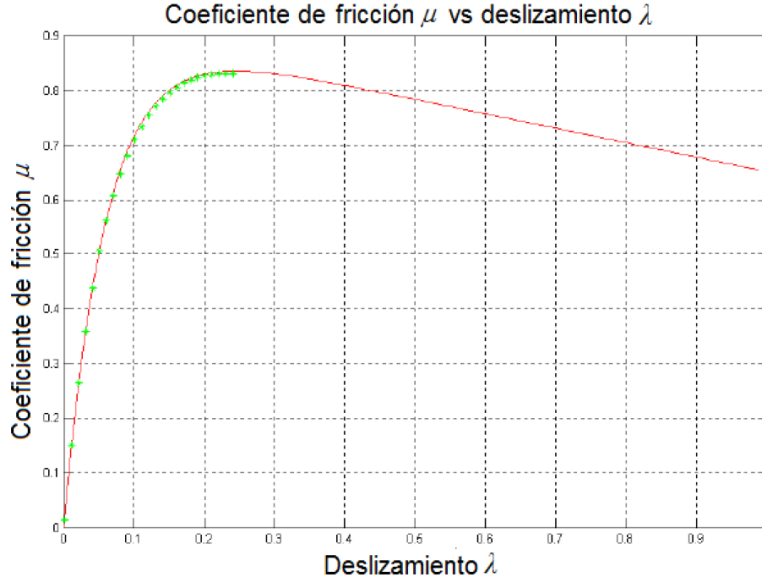


Figura 2.6: Variación del coeficiente de fricción μ respecto al deslizamiento λ [14].

tesis la ecuación que se utilizará para describir el deslizamiento será la ecuación:

$$\lambda = \begin{cases} \frac{x_2 r_2 - r_1 x_1}{r_2 x_2}, r_2 x_2 \geq r_1 x_1, x_1 \geq 0, x_2 \geq 0 \\ \frac{x_1 r_1 - r_2 x_2}{r_1 x_1}, r_2 x_2 < r_1 x_1, x_1 \geq 0, x_2 \geq 0 \\ \frac{x_2 r_2 - r_1 x_1}{r_2 x_2}, r_2 x_2 < r_1 x_1, x_1 < 0, x_2 < 0 \\ \frac{x_1 r_1 - r_2 x_2}{r_1 x_1}, r_2 x_2 \geq r_1 x_1, x_1 < 0, x_2 < 0 \\ 1, x_1 < 0, x_2 \geq 0 \\ 1, x_1 \geq 0, x_2 < 0 \end{cases}$$

Nótese que la ecuación anterior es parecida a la ecuación (2.27) solo que ahora tenemos dos velocidades angulares en lugar de tener una velocidad longitudinal y una angular, en ambas ecuaciones el deslizamiento (λ), no está definido para velocidades iguales a cero.

Este coeficiente de fricción es el mecanismo que ayuda a convertir la velocidad angular, aceleración o frenado en fuerzas longitudinales, y por tanto de la velocidad relativa entre la llanta y el terreno (coeficiente de deslizamiento λ). Adicionalmente, el deslizamiento depende de la velocidad del vehículo y de la superficie de rodadura, como puede observarse en la Figura 2.7.

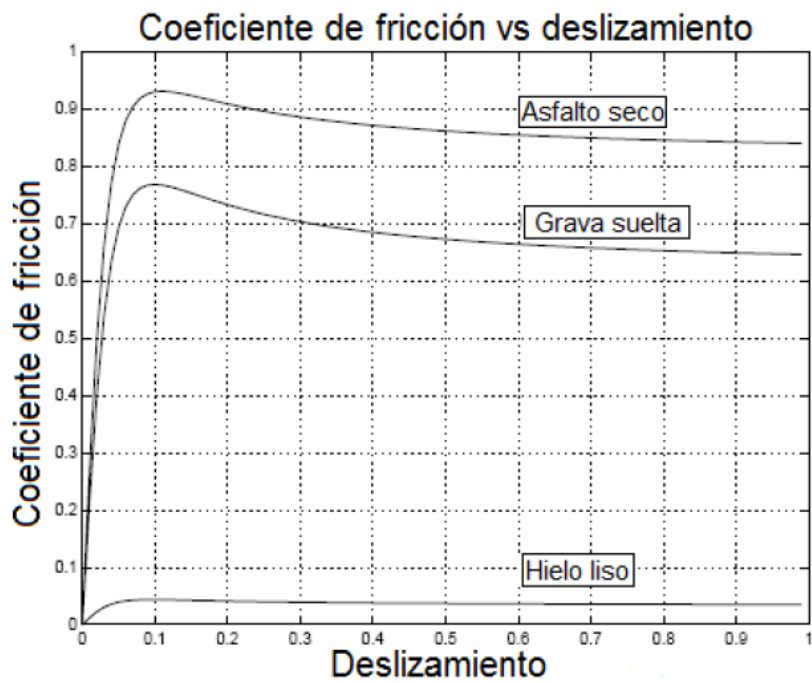


Figura 2.7: Variaciones típicas del coeficiente de fricción μ respecto al deslizamiento λ para diferentes tipos de superficies[14].

Capítulo 3

Descripción teórica de los algoritmos de control

En este capítulo se pretende dar una breve explicación de los algoritmos de control que se probarán con el *ABS*, para tener clara la teoría de control básica que se requiere.

La estructura básica de un sistema de control se muestra en la Figura 3.1. En ésta se pueden observar los diferentes componentes del lazo de control. El controlador es el encargado de administrar, manejar, dirigir o regular el comportamiento de otros dispositivos del sistema; el procedimiento mediante el cual se genera la señal de control se denomina acción de control.

En la Figura 3.1 $R(s)$ representa la referencia que se desea alcanzar a la salida del sistema, $E(s)$ representa el error (diferencia entre la referencia y señal real), $c(s)$ es el control, $G(s)$ representa la planta, $Y(s)$ la salida y finalmente $T(s)$ es el transductor.

Los controladores que se usarán en esta tesis son:

- Control *ON-OFF*
- Control PID

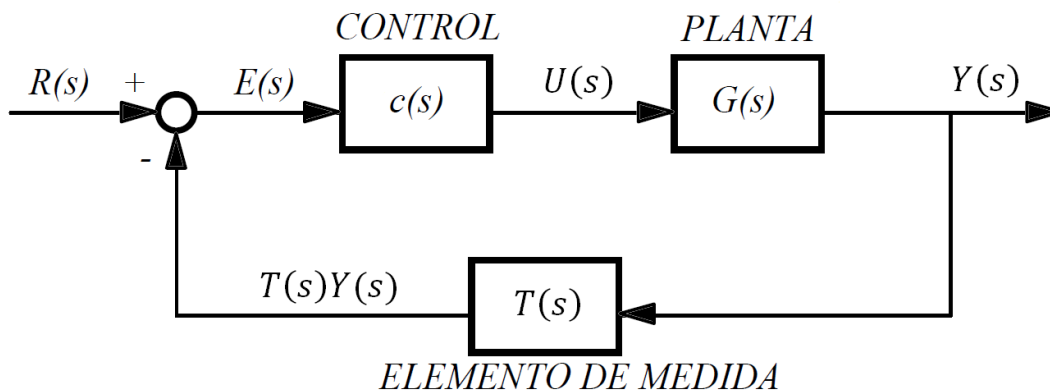


Figura 3.1: Esquema de control básico

estos controles se eligieron por la sencillez que los caracteriza, y por que son los más utilizados a nivel industrial para múltiples aplicaciones de control, aparte que el control *ON-OFF* es el primer control que se utilizó con el *ABS*.

3.1. Control *ON-OFF*

Este controlador, también conocido como control de histéresis, es uno de los controladores más utilizados y uno de los más simples, donde la variable de control puede asumir solo dos valores u_{max} y u_{min} , dependiendo de la señal de error. Formalmente, la ley de control se puede escribir de la siguiente forma:

$$u = \begin{cases} u_{max}, e > 0 \\ u_{min}, e < 0 \end{cases}$$

donde e es el error (diferencia entre la referencia y la salida). La variable de control alcanza su valor máximo cuando el error es positivo, y su valor mínimo cuando el error es negativo. Generalmente se utiliza $u_{min} = 0$ (Off) para poder implementar el control de manera física con ayuda de un relevador. Para nuestro caso se hará la implementación numérica, puesto que todos los algoritmos de control que se prueben se programarán en Matlab.

Una de las mayores desventajas del control *ON-OFF* es que se produce una oscilación persistente de la variable de proceso. En los casos prácticos las características del controlador *ON-OFF* se modifican al agregar una zona muerta o histéresis con la finalidad de lidiar con el ruido y limitar el desgaste del dispositivo de accionamiento o actuador. Las respuestas típicas del controlador se muestran en la Figura 3.2. Es importante mencionar que este con-

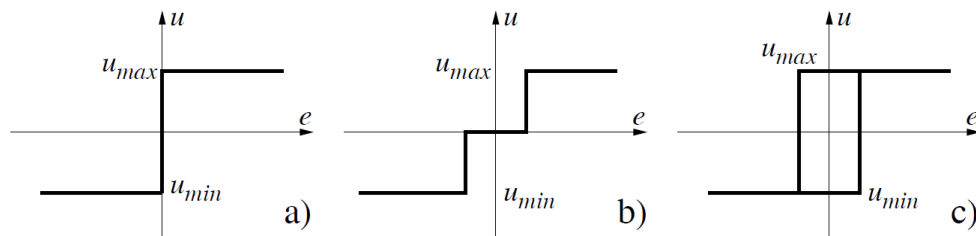


Figura 3.2: Características típicas del control ON-OFF. a)Ideal; b)Modificado con una zona muerta; c)Modificado con histéresis

trol se utiliza principalmente para fines de estabilización, pero no se ocupa ni de la respuesta transitoria ni del error en estado estacionario. Características que los controladores que se presentan a continuación pretenden corregir.

3.2. Control PID

3.2.1. Acción de control Proporcional

Para un controlador con acción proporcional, la relación entre la salida del controlador $u(t)$ y la señal de error $e(t)$ es:

$$u(t) = k_p e(t) \quad (3.1)$$

o bien, utilizando la transformada de Laplace, su función de transferencia se puede escribir de la siguiente manera:

$$\frac{u(s)}{e(s)} = k_p \quad (3.2)$$

donde k_p es la ganancia proporcional.

Cuanto mayor es la ganancia del control proporcional, mayor es la señal de control generada para un mismo valor de señal de error. En conclusión, el control proporcional modifica la magnitud de la ley de control de manera proporcional e instantánea a la magnitud de la señal de error.

3.2.2. Acción de control Integral

En un controlador con acción de control integral, la rapidez de cambio en la respuesta del controlador $u(t)$ es proporcional al error $e(t)$ y la podemos escribir de la siguiente manera:

$$\frac{du(t)}{dt} = k_i e(t) \quad (3.3)$$

o bien

$$u(t) = k_i \int_0^t e(t) dt \quad (3.4)$$

en donde k_i es la ganancia integral. La función de transferencia del controlador integral se puede escribir de la siguiente forma:

$$\frac{U(s)}{E(s)} = \frac{K_i}{s} \quad (3.5)$$

De la ecuación (3.3) se puede observar que al incrementarse el valor de $e(t)$, la rapidez de cambio de $u(t)$ varía de manera proporcional, más aún, se observa claramente que cuando el error es igual a cero, el valor de $u(t)$ permanece constante.

Estas características permiten concluir que el principal objetivo del control integral es el de mejorar el desempeño de un sistema respecto a reducir el error en estado estacionario. Este esquema deteriora la respuesta transitoria, al incrementar el orden del sistema en lazo cerrado, pudiendo llegar a la pérdida de estabilidad.

3.2.3. Acción de control Derivativa

La acción de control derivativa proporciona una salida del controlador proporcional a la velocidad de cambio de la señal de error. Como se puede observar en la ecuación (3.6)

$$u(t) = k_d \frac{de(t)}{dt} \quad (3.6)$$

en donde k_d es la ganancia derivativa. La función de transferencia del controlador derivativo se puede escribir de la siguiente forma:

$$U(s) = k_d s E(s) \quad (3.7)$$

El tiempo derivativo es el intervalo de tiempo durante el cual la acción de la velocidad hace avanzar el efecto de control proporcional.

Cuando una acción de control derivativa se agrega a un controlador proporcional, aporta un medio de obtener un control de alta sensibilidad. Una ventaja de usar una acción de control derivativa es que responde a la velocidad del cambio del error y produce una corrección significativa antes de que la magnitud del error se vuelva demasiado grande. Por tanto, el control derivativo prevé el error e inicia una acción oportuna y tiende a *suavizar la respuesta transitoria*.

Aunque el control derivativo no afecta en forma directa al error en estado estacionario, añade amortiguamiento al sistema, y por tanto permite el uso de un valor más grande de ganancia, lo cual provoca una mejora en la precisión del estado estacionario.

Debido a que el control derivativo opera sobre la velocidad de cambio de error, y no sobre el error mismo tiene **alta sensibilidad al ruido**, por lo que nunca se usa de manera independiente. Siempre se emplea junto con una acción de control proporcional o proporcional-integral.

3.2.4. Acción de control Proporcional Integral

La acción de control proporcional-integral, se define mediante la ecuación:

$$u(t) = k_p e(t) + \frac{k_p}{T_i} \int_0^t e(t) dt \quad (3.8)$$

o se puede ver como la función de transferencia:

$$\frac{U(s)}{E(s)} = k_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} \right) \quad (3.9)$$

en donde k_p es la ganancia proporcional y T_i se denomina tiempo integral. Tanto k_p como T_i son ajustables. El tiempo integral ajusta la acción de control integral, mientras que un cambio en el valor de k_p afecta las partes integral y proporcional de la acción de control. El inverso del tiempo integral T_i se denomina velocidad de ajuste, la velocidad de ajuste es la cantidad de veces por minuto que se duplica la parte proporcional de la acción de control. La velocidad de reajuste se mide en términos de las repeticiones por minuto.

3.2.5. Acción de control Proporcional Derivativa

La acción de control de un controlador proporcional-derivativo se puede definir como:

$$u(t) = k_p e(t) + k_p T_d \frac{de(t)}{dt} \quad (3.10)$$

y su función de transferencia es:

$$\frac{U(s)}{E(s)} = K_p(1 + T_d s) \quad (3.11)$$

en donde k_p es la ganancia y T_d es una constante denominada tiempo derivativo. Tanto k_p como T_d son ajustables. La acción de control derivativa, ocurre donde la magnitud de la salida del controlador es proporcional a la velocidad de cambio de la señal de error. El tiempo derivativo T_d es el intervalo de tiempo durante el cual la acción de la velocidad hace avanzar el efecto de la acción de control proporcional.

Aunque la acción de control derivativa tiene la ventaja de ser de previsión, tiene las desventajas, de amplificar las señales de ruido y esto puede provocar saturación en el actuador.

Obsérvese que la acción de control derivativa no se usa sola, debido a que solo es eficaz en periodos transitorios.

3.2.6. Acción de control Proporcional Integral Derivativa

La combinación de una acción de control proporcional, una acción integral y una acción derivativa se denomina control PID. Este control rescata las ventajas de cada una de las tres acciones de control individuales. La ecuación de un controlador con esta acción combinada se puede escribir como:

$$u(t) = k_p e(t) + \frac{k_p}{T_i} \int_0^t e(t) dt + k_p T_d \frac{e(t)}{dt} \quad (3.12)$$

donde la función de transferencia se puede escribir:

$$\frac{U(s)}{E(s)} = k_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) \quad (3.13)$$

en donde k_p es la ganancia, T_i es el tiempo integral y T_d es el tiempo derivativo.

Capítulo 4

Simulaciones y Evaluación Experimental

En este capítulo se presentan los resultados obtenidos de las simulaciones numéricas del sistema en lazo cerrado formado por el ABS y los controladores presentados anteriormente. Esta evaluación numérica se realizó utilizando la plataforma SIMULINK de MATLAB, tomando como referencia algunos de los bloques propuestos por el fabricante, descritos en el apéndice. El modelo dinámico del *ABS* está descrito por las ecuaciones (2.12) y (2.13); y ha sido programado en un bloque embebido que adicionalmente contiene el modelo del deslizamiento, y todos los parámetros que se calcularon para el sistema mencionados en el Capítulo 2. Gráficamente, este bloque se presenta en la Figura 4.1 en donde se observa que su entrada es la señal la variable de control del freno M_1 y las variables de salida son:

- Wheel=Posición angular de la rueda que simula al vehículo.
- Car=Posición angular de la rueda que simula el terreno.
- VWheel=Velocidad angular de la rueda que simula al vehículo.
- VCar=Velocidad angular de la rueda que simula el terreno.
- Slip=Diferencia relativa de las velocidades de las dos ruedas(deslizamiento).
- M_1 =Torque de frenado.
- mu =Fricción de contacto entre las dos ruedas.
- Normal Force=Fuerza normal.
- Friction Force=Fuerza de Fricción(μF_n).

A diferencia del sistema en tiempo real, en este proceso de simulación no es necesario considerar el tiempo en que el sistema se acelera para después evaluar el periodo de frenado. En

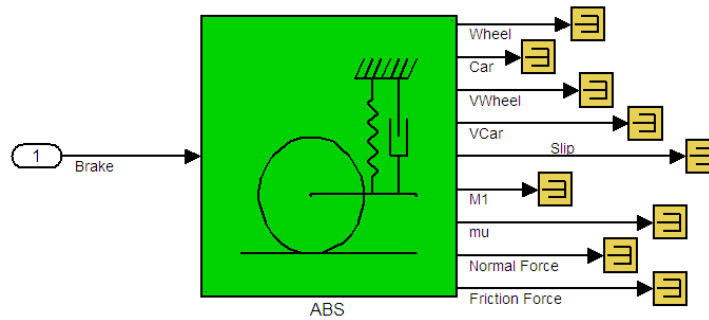


Figura 4.1: Bloque que contiene toda la información del ABS

este contexto numérico, este periodo se sustituye por una adecuada selección de las condiciones iniciales de las velocidades de las ruedas.

Para realizar los experimentos también se utiliza Matlab y la maqueta que simula el *ABS*, la cual se presenta en el Capítulo 2 y se describe de manera más profunda en el apéndice A. Independientemente del algoritmo de control que se utiliza con el módulo de *ABS*, el funcionamiento general para acelerar el sistema al iniciar un experimento es el mismo, la rueda que representa el terreno (*Car*) se acelera con ayuda del motor de DC plano GNP9¹, la rueda que representa la rueda del vehículo (*Wheel*)², se acelera siguiendo el movimiento rotacional de la rueda *Car*, esto hasta que las ruedas alcanzan una velocidad máxima, definida previamente, la cual se interpreta como una condición inicial para el sistema. Una vez alcanzada la velocidad máxima, la etapa de potencia deja de enviar señales al motor GNP9, para permitir el libre movimiento de las ruedas, y poder iniciar con la etapa que frenará al sistema, que es la que se desea estudiar con el sistema *ABS*.

Es importante que se recuerde que la señal de control (M_1) será una señal de voltaje, que alimenta al motor de DC que se encarga de hacer presión en el freno, por tanto M_1 será un torque que se aplica al sistema para hacer que frene.

Respecto a la programación que se requiere para hacer que los experimentos se puedan realizar, surge la necesidad de agregar un módulo de aceleración del sistema, el cual, se muestra en la Figura 4.2 junto con todo el lazo de control que se aplicará cada vez que se realice un experimento, donde cada bloque realiza una acción según el nombre asignado. En la Figura 4.3 se ve el interior del bloque **Aceleración**, en dónde se ilustra su función, que consiste en comparar la velocidad deseada con la velocidad actual del sistema, hasta que estas velocidades sean iguales. Una vez que se cumpla esta condición, un switch apagará al motor que acelera al sistema, para iniciar de inmediato la etapa de frenado. Esta etapa involucra a los otros bloques mostrados en la Figura 4.2. En particular, en el bloque **Control del ABS** se programa el algoritmo de control que se va a utilizar, el bloque **Distancia de Frenado**

¹Motor plano de DC de 3000rpm 20V 75W

²A lo largo de esta sección *wheel* se refiere a la rueda que simula la rueda del vehículo, y *car* se refiere a la rueda que simula el terreno

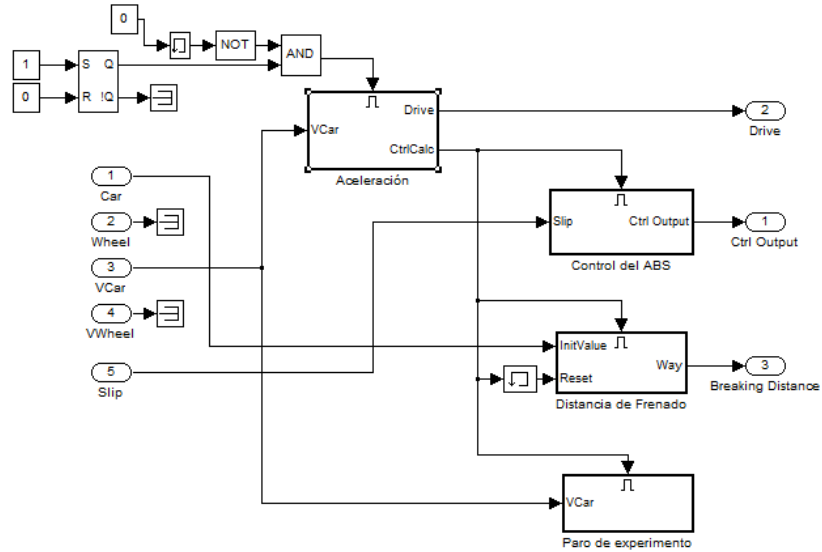


Figura 4.2: Bloques necesarios para realizar experimentos con el *ABS*,

ayuda a determinar la distancia de frenado del sistema y el bloque **Paro de experimento** nos ayuda a detener el experimento y esto lo hace cuando la velocidad de la rueda car llega a un valor igual a 0.01 [rpm].

4.1. Simulación del control *ON-OFF* aplicado al *ABS*

El control de histéresis es el primer controlador que se probará en el *ABS* a manera de simulaciones, dicha prueba consiste en hacer que el slip se mantenga en un valor ideal entre 0.08 y 0.3, pues, como se mencionó en la introducción del Capítulo 2, este intervalo es ideal para diferentes condiciones de terreno.

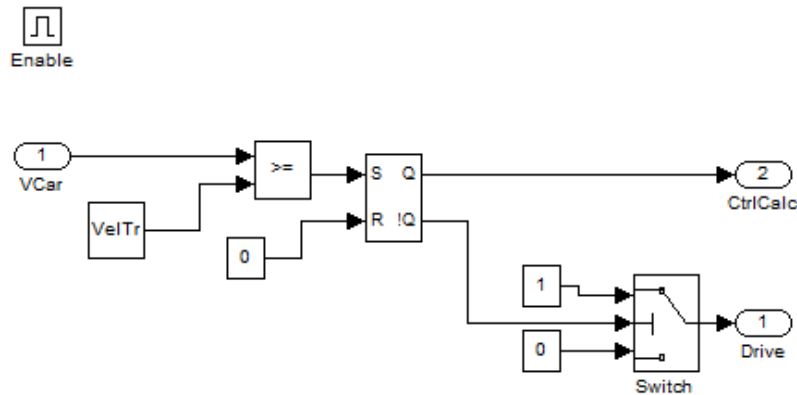


Figura 4.3: Interior del bloque **Aceleración** aplicado al *ABS*

Descripción de las simulaciones:

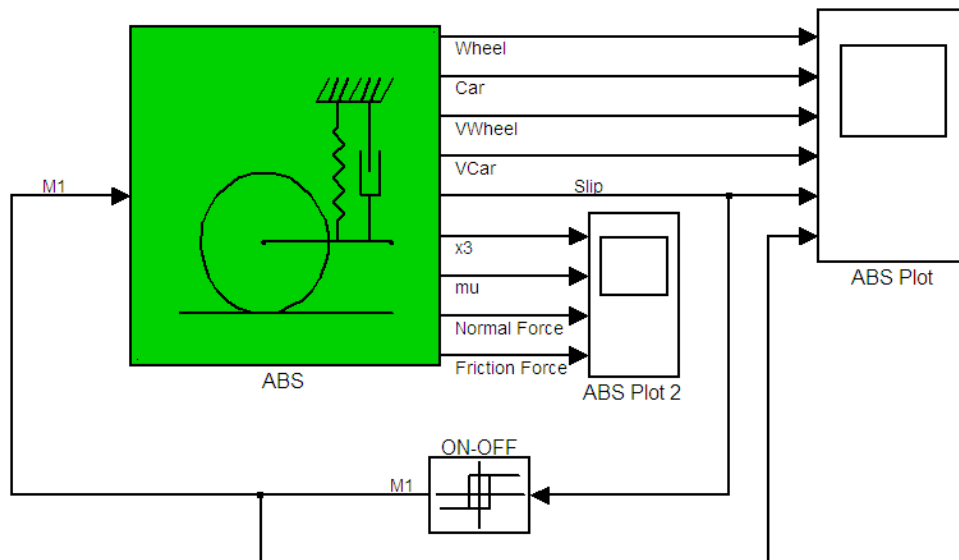


Figura 4.4: Diagrama de control con el controlador *ON-OFF*

El diagrama de control que se utiliza se muestra en la Figura 4.4. Para la programación del control, se utilizará un bloque Relay disponible en la biblioteca de Matlab, donde los parámetros para este bloque se configuraran según lo que se requiera alcanzar en las simulaciones que se realicen.

Simulación A:

Para esta simulación del *ABS* se busca que el deslizamiento se mantenga en 0.1. Para alcanzar este objetivo la señal *Brake* (M_1) tendrá el 100% de la presión de frenado cuando el deslizamiento sea menor que 0.1, y el 0% de la presión de frenado cuando el deslizamiento sea mayor que 0.1, con lo que la ley de control se puede escribir:

$$M_1 = \begin{cases} 100\%, \lambda < 0,1 \\ 0\%, \lambda > 0,1 \end{cases}$$

Adicionalmente, la velocidades iniciales para las ruedas serán de 1800[rpm].

La Figura 4.5 ilustra las respuesta del sistema (el comportamiento del deslizamiento), el comportamiento de las velocidades en la etapa de frenado, la señal de control que se le aplica al sistema para alcanzar el objetivo deseado y la distancia de frenado para un $\lambda = 0.1$; Se

puede observar que cuando la velocidades de las ruedas tienden a ser pequeñas, el deslizamiento muestra un comportamiento indeseable, esto sucede porque la ecuación que describe al deslizamiento no está definida para velocidades iguales a cero, pero aún con este comportamiento, se observa que el objetivo de control se alcanza; Sin embargo, para velocidades grandes si está definido el λ y es suficiente para trabajar con este sistema debido a que lo que interesa estudiar es que el vehículo se detenga, evitando que se bloquee la rueda. Los resultados de simulación indican que el sistema *ABS* se detendrá en aproximadamente 12[m] con un tiempo de 1.8[seg] (ver Figura 4.5).

Note que el comportamiento del deslizamiento mostrado en la Figura 4.5.d cuando las velocidades son pequeñas no es real, este es un problema numérico, al realizar experimentos y detener el experimento, este problema ya no se presentará por que estaremos trabajando con el sistema real.

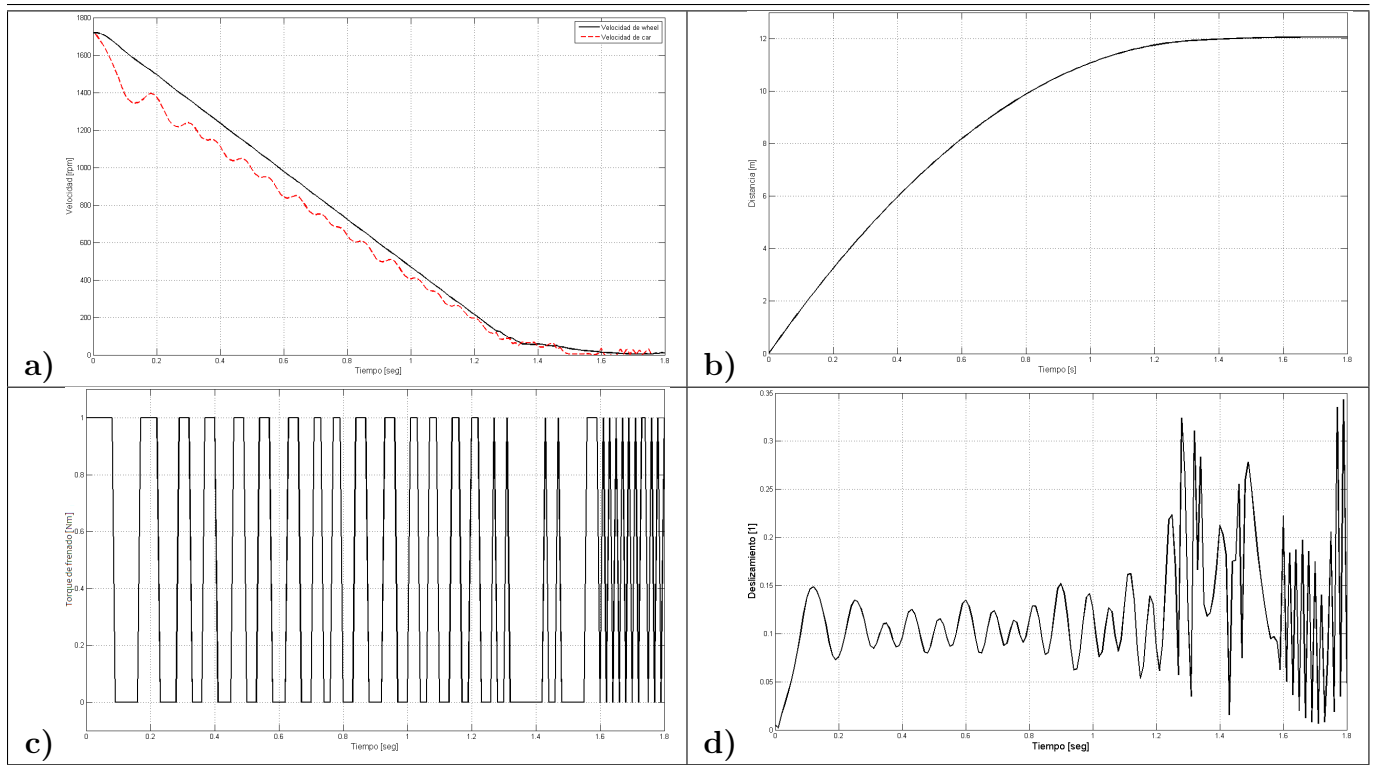


Figura 4.5: Resultados de la simulación A aplicando control *ON-OFF*.
a) Comportamiento de las velocidades, b) Distancia de frenado, c) Señal de frenado (Control), d) Deslizamiento

Simulación B:

Para el segundo experimento que se simula el diagrama de control que se utiliza y los parámetros serán los mismos que la simulación anterior; lo único que difiere es que ahora se busca

que el deslizamiento se mantenga en 0.3; La ley de control ahora se puede escribir como:

$$M_1 = \begin{cases} 100\%, \lambda < 0,3 \\ 0\%, \lambda > 0,3 \end{cases}$$

La respuesta que se obtiene con esta simulación se presenta en la Figura 4.6. En ella se puede observar que para este nuevo valor de referencia para el deslizamiento, el tiempo de frenado es de 1.6[seg] mientras que la distancia requerida para detener la rueda es de 11.75[m]. Así, al incrementar el valor de λ , tanto el tiempo como la distancia de frenado disminuyen. De

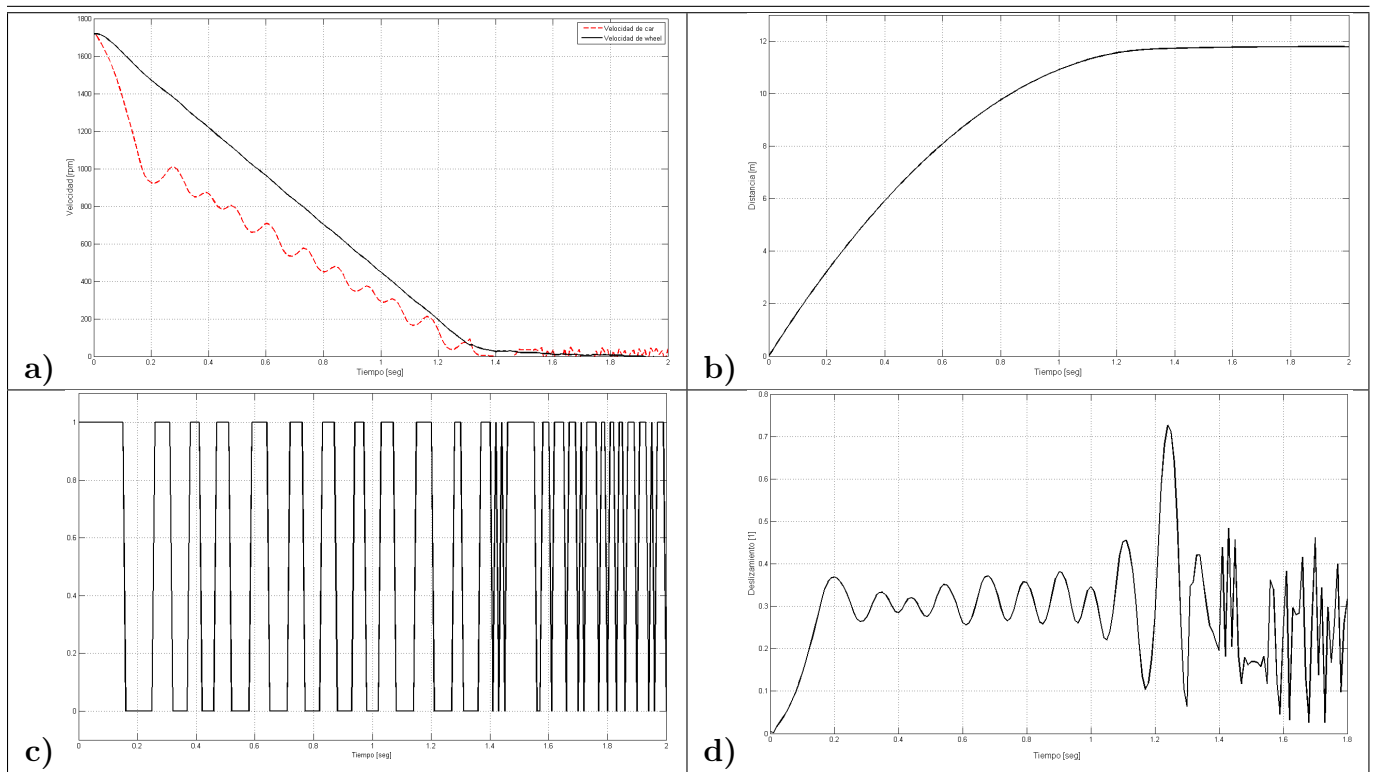


Figura 4.6: Resultados de la simulación B aplicando control *ON-OFF*.

a) Comportamiento de las velocidades, b) Distancia de frenado, c) Señal de frenado (Control), d) Deslizamiento

los resultados obtenidos, se puede concluir que el compromiso que se tiene con este tipo de control aplicado a el *ABS*, es que entre más grande se considere el deslizamiento dentro de los rangos permisibles, se incrementa la posibilidad de que la rueda del vehículo se bloquee, pero la distancia y el tiempo de frenado tiene un decremento, y entre menor se considere el deslizamiento se obtiene tiene una respuesta más suave con menos posibilidades que el auto se bloquee. Las diferencias entre elegir el deslizamiento de 0.1 o 0.3, no da cambios

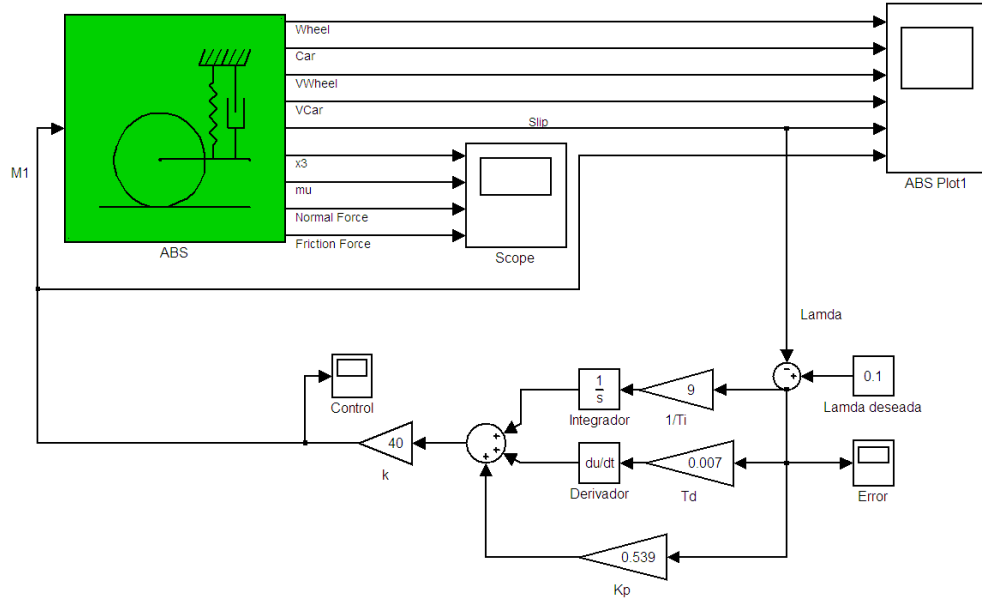


Figura 4.7: Diagrama de control PID

significativos dentro de las simulaciones, por lo que es necesario probar otros algoritmos de control para saber cual algoritmo es más eficiente y comparar cual de los dos tiene mejores resultados. También resulta necesario probarlo en el sistema real, porque en un sistema real ya se tendrán diferentes complicaciones o perturbaciones externas que podrían afectar directamente el comportamiento del la salida del sistema.

4.2. Simulación del control PID aplicado al *ABS*

4.2.1. Acción Proporcional (P)

En el control proporcional, como se mencionó en el Capítulo 3, la acción de control es proporcional al error. Para este controlador se utilizará el lazo de control mostrado en la Figura 4.7, pero solo se dará valor a la ganancia proporcional y las ganancias integral y derivativa serán iguales con cero con lo que la ley de control que se probará se puede escribir como:

$$M_1 = 21,56e(t)$$

Al implementar solamente un controlador con acción proporcional, se nota que en la respuesta del deslizamiento tenemos un error en estado estacionario, ya que el $\lambda_{deseado} = 0.1$ y el λ que se alcanza es de 0.0687. También notamos que se tiene un sobreimpulso, este último no se puede corregir con la acción proporcional por sí sola; En la simulación se logró comprobar que al incrementar el valor de la ganancia proporcional, la salida del control manda señales negativas para hacer la corrección del error, señales que el sistema real interpretara como cero, y por tanto a manera de experimentos reales, estos resultados no se podrían alcanzar.

Por esta razón se tomó el valor de ganancia proporcional igual a 21.56, el cual fue el valor que mejor se adaptó, porque logra evitar señales negativas de control y hace que el deslizamiento tienda a un valor más aproximado al valor deseado.

La distancia de frenado obtenida con este controlador fue de 12.30[m] y lo hace en un tiempo igual a 2[seg] aproximadamente.(ver Figura 4.8).

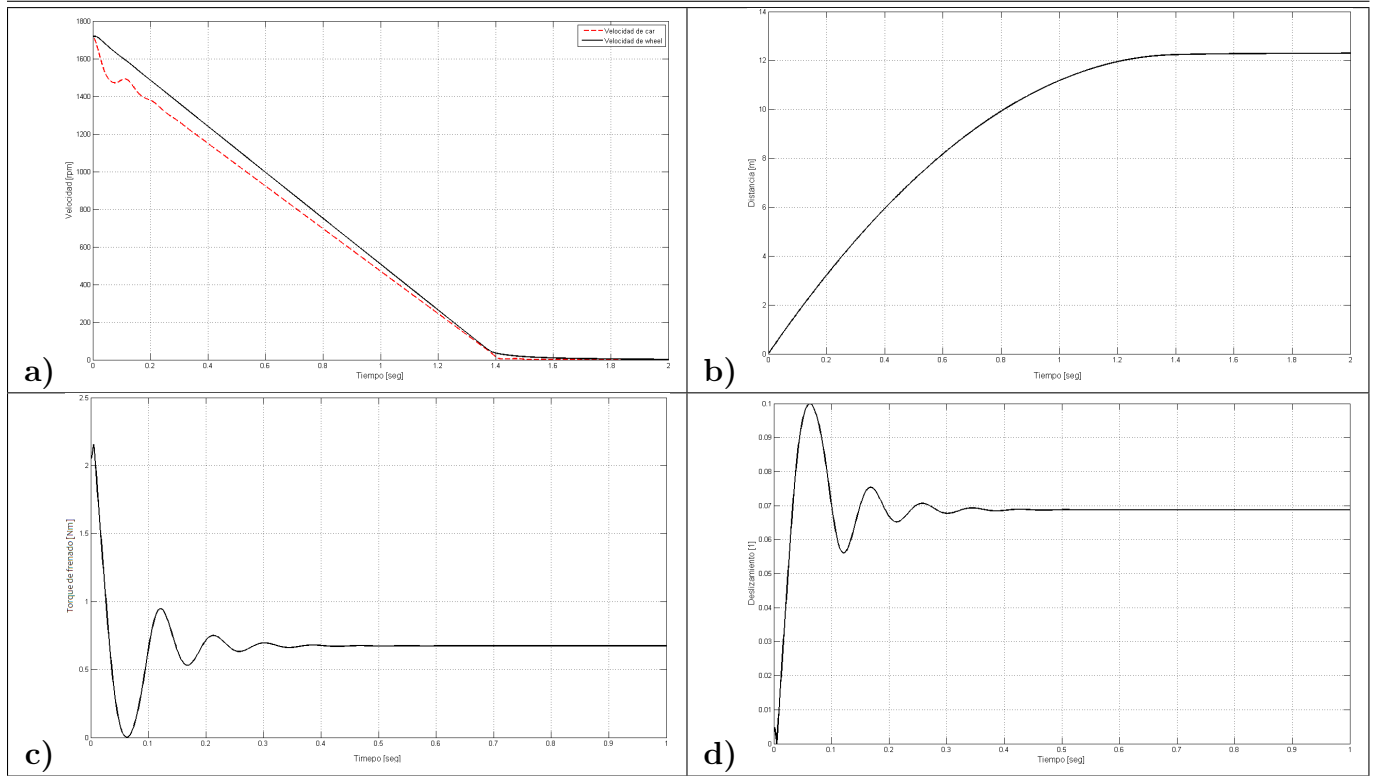


Figura 4.8: Resultados de simulación aplicando acción de control proporcional.

- a) Comportamiento de las velocidades, b) Distancia de frenado, c) Señal de frenado (Control), d) Deslizamiento

4.2.2. Acción proporcional e integral (PI)

Aunque el esquema de control que se usó fue el mismo que en el caso anterior, véase la Figura 4.7; en este caso, además de la ganancia proporcional, se agrega un tiempo integral con lo que se buscara hacer que el error en estado estacionario del caso anterior se corrija; Podemos escribir la ley de control como:

$$M_1 = 40\left[0,539 + \frac{1}{9s}\right]e(t)$$

Agregando el tiempo integral, se demuestra con esta simulación que el error en estado estacionario se corrige, pero ahora el problema, como era de esperarse, es que la respuesta

transitoria incrementa en oscilaciones, y por tanto el tiempo de asentamiento incrementa notablemente; Una gran desventaja que no se pudo corregir con las acciones proporcional e integral es que la señal de freno requiere ahora de valores negativos para poder alcanzar el desempeño mostrado en la simulación; Estos valores con el sistema real no se podrían alcanzar porque, como se mencionó, los valores negativos el sistema los entendería como cero; es por eso que se intenta que la respuesta sea más suave con el fin de evitar los picos negativos de la señal de control, lo que se espera corregir al agregar una ganancia derivativa. La rueda que simula a la rueda del vehículo se detuvo en aproximadamente 1.6[seg] con una distancia de 11.9[m]. (ver Figura 4.9).

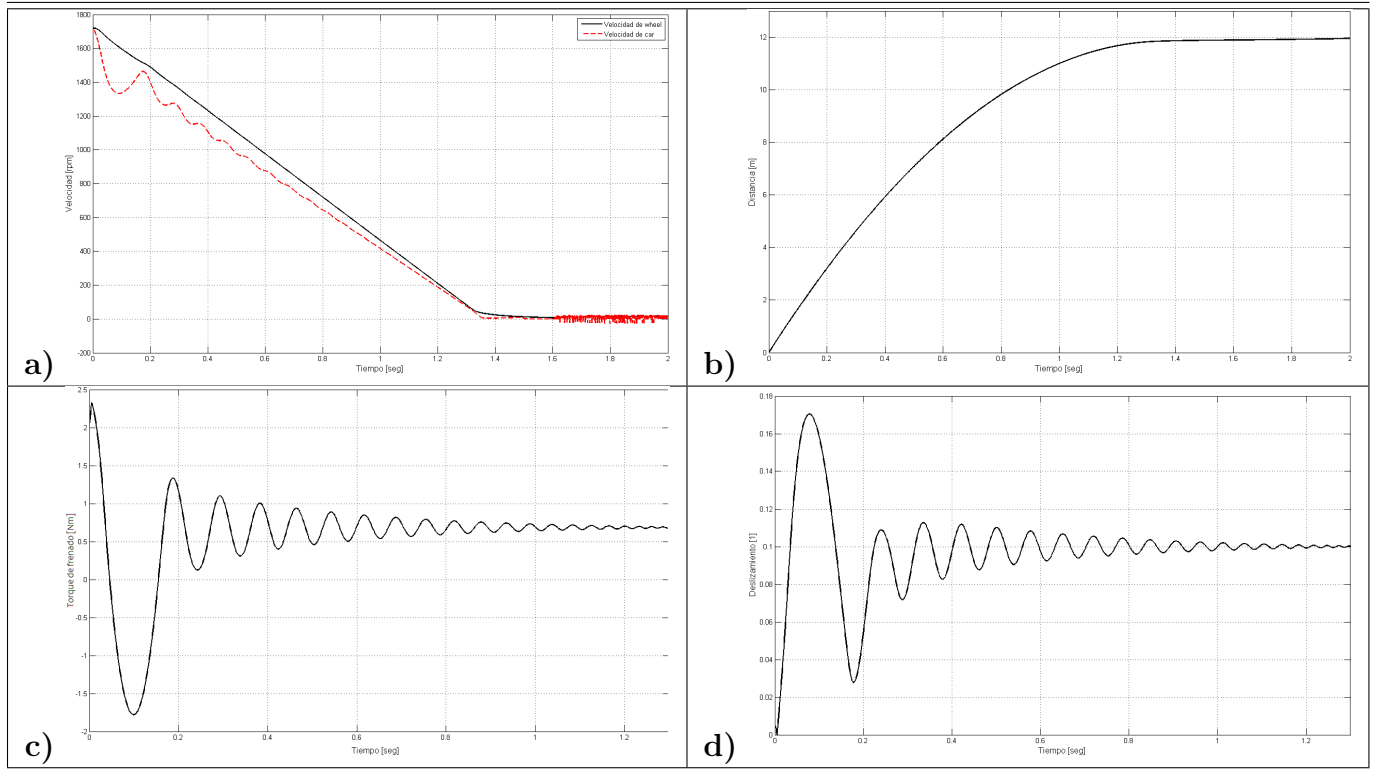


Figura 4.9: Resultados de simulación aplicando acción de control proporcional e integral.

- a) Comportamiento de las velocidades, b) Distancia de frenado, c) Señal de frenado (Control), d) Deslizamiento

4.2.3. Acción proporcional, integral y derivativa (PID)

El diagrama de control se ilustra en la Figura 4.7 donde ahora las ganancias proporcional, derivativa e integral son diferentes de cero, con lo que se tiene la siguiente ley de control:

$$M_1 = 40\left[0,539 + \frac{1}{9s} + 0,007s\right]e(t)$$

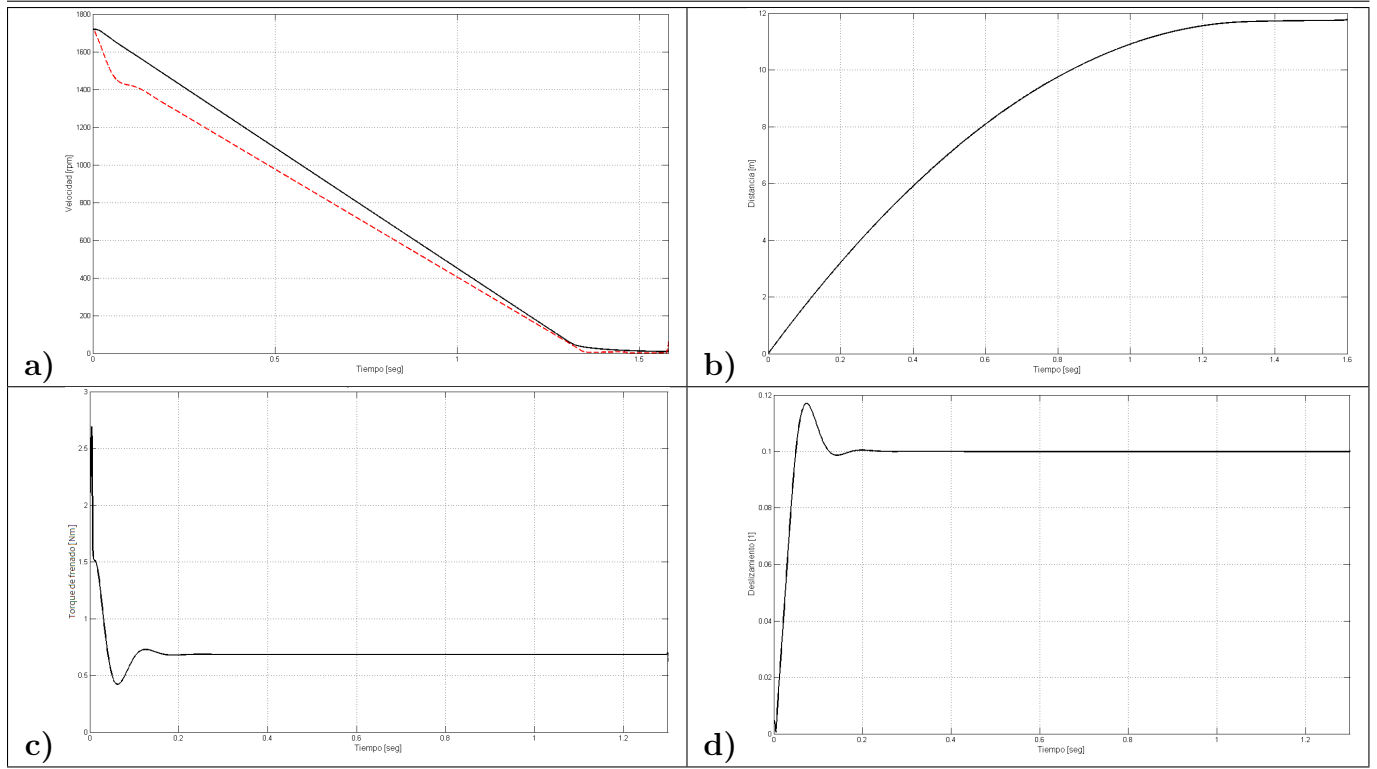


Figura 4.10: Resultados de simulación aplicando acción de control proporcional, integral y derivativa.

- a) Comportamiento de las velocidades, b) Distancia de frenado, c) Señal de frenado (Control), d) Deslizamiento

Al incluir a la ganancia derivativa logramos que la respuesta transitoria mejorara notablemente, y que la respuesta del sistema se suavizara, también se eliminaron los valores negativos en la señal de control lo que hace muy permisible que se puedan lograr estos resultados con el sistema real.

Este experimento alcanzó una distancia de frenado de 11.7[m] en 1.32[seg] (ver Figura 4.10). Cabe señalar que la ganancia que se le asignó fue la que se adecuó más al sistema, porque al incrementar el valor de la ganancia derivativa llevaba a la respuesta del sistema a valores no permisibles, es decir a los valores negativos anteriormente mencionados.

Al hacer que el deslizamiento sea mayor que 0.3 la rueda del vehículo tiende a bloquearse, y con esto la pérdida de control sobre el vehículo.

4.2.4. Resultados obtenidos con el PID

Para obtener una comparación más detallada de los resultados obtenidos se propone en la siguiente tabla comparativa:

Control	Tiempo de frenado [seg]	Distancia de frenado [m]	Deslizamiento
P	2	12.30	Con oscilaciones decrecientes y un error en estado estacionario, revisar figura 4.2.1
PI	1.6	11.9	Oscilaciones más marcadas pero sin error en estado estacionario, revisar figura 4.2.2
PID	1.32	11.7	Respuesta más suave con un pequeño sobrepaso y sin error en estado estacionario, revisar figura 4.2.3

Con estos resultados podemos concluir que el control PID es el que da una mejor respuesta en tiempo y distancia de frenado, y lo más importante es que estas respuestas se pueden obtener con el sistema real.

Nuevamente cabe hacer la aclaración que el sistema tendrá estas respuestas cuando las velocidades sean grandes, a velocidades muy pequeñas no es necesario aplicar los beneficios del *ABS*.

4.2.5. Conclusión de las simulaciones

En esta sección se pretende comparar el desempeño de los dos controles que se aplicaron en las simulaciones del *ABS*, para poder concluir cual de los dos tendrá un mejor desempeño. Se utilizará la siguiente tabla comparativa, y se tomará en cuenta solo la simulación del control *ON-OFF* para un deslizamiento igual a 0.1, y la simulación del control PID con las acciones proporcional, integral y derivativa diferentes de cero.

Control	Tiempo de frenado [seg]	Distancia de frenado [m]
ON-OFF	1.8	12
PID	1.32	11.7

Los resultados que se obtuvieron en las simulaciones muestran que ambos algoritmos de control logran su propósito que es hacer que el deslizamiento se mantenga alrededor de una referencia (para estos casos esa referencia se propuso en 0.1), el control PID en comparación con el control *ON-OFF* nos ayuda a mejorar la distancia y el tiempo de frenado, además que

al implementar un control PID el desgaste de las pérdidas por conmutación, tanto de energía como del desgaste del dispositivo o actuador encargado de la conmutación se reducen. La acción del control PID es enviar la señal torque de frenado variante según lo que se requiera para hacer que el deslizamiento tienda a la referencia dada siguiendo las acciones de control que se describieron en el Capítulo 3. El funcionamiento del control *ON-OFF* es dejar de mandar señales de torque de frenado cuando el deslizamiento pasa el valor de la referencia y manda el máximo torque de frenado cuando el deslizamiento es menor a la referencia lo que ocasiona una mayor pérdida de energía y desgaste de los dispositivos mecánicos, aunque el funcionamiento del control *ON-OFF* es en esencia lo que inspiró al *ABS* y por tanto uno de los primeros controles que se utilizaron para este sistema.

Aún con los resultados obtenidos en las simulaciones no se puede garantizar que el sistema *ABS* real tenga este tipo de comportamientos porque es posible que existan perturbaciones externas o limitaciones del sistema que no le permitan llegar al desempeño mostrado en las simulaciones, lo que hace de vital importancia demostrar el desempeño, en el sistema *ABS* real.

4.3. Evaluación experimental del control *ON-OFF* aplicado al *ABS*

En esta sección se presentan los resultados obtenidos al realizar la evaluación experimental de los controladores considerados. Las condiciones de evaluación son similares a las establecidas en la evaluación numérica. Sin embargo y dado que no se tiene, por construcción de la maqueta experimental, un control pleno del momento en que se inicia el experimento, cada evaluación se repetirá 10 veces con el objetivo de obtener un valor promedio para la distancia y tiempo de frenado.

Experimento A:

Para este experimento con el *ABS*, al igual que se hizo en la simulación se busca que el deslizamiento se mantenga en 0.1. La salida M_1 tendrá el 100 % de el par de frenado cuando el deslizamiento sea menor que 0.1, y el 0 % de el torque de frenado cuando el deslizamiento sea mayor que 0.1, con lo que la ley de control es exactamente igual a la de las simulaciones:

$$M_1 = \begin{cases} 100\%, \lambda < 0,1 \\ 0\%, \lambda > 0,1 \end{cases}$$

En la Figura 4.12 se ilustran las respuestas del deslizamiento para el sistema así como el comportamiento de las velocidades y las gráficas correspondientes a la etapa de frenado, que como se sabe es la etapa de interés.

Como se sabe las medidas experimentales están afectadas de cierta imprecisión, por lo que

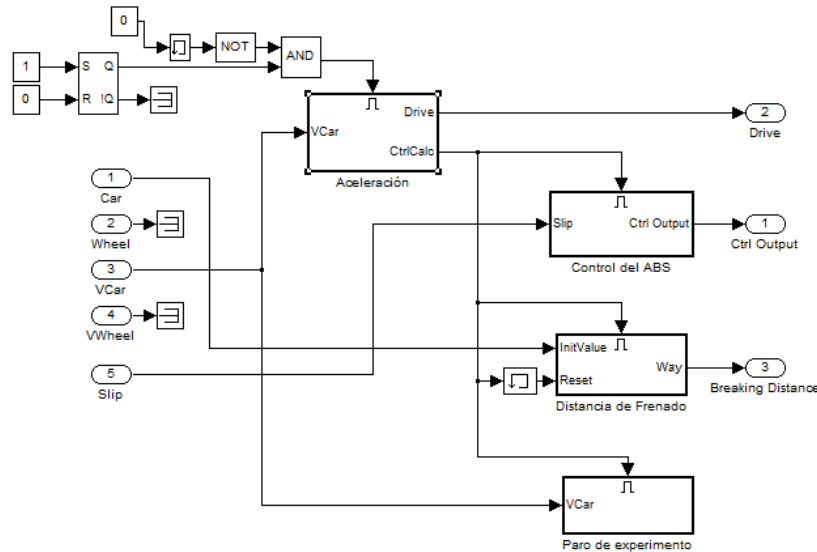


Figura 4.11: Diagrama del control al interior del bloque control, para el sistema *ABS* real

se realizaron varios experimentos para poder determinar una mejor aproximación de los resultados, las gráficas que se presentan en la figura 4.12 son solo un ejemplo de uno de los experimentos realizados.

Note que ahora el comportamiento de todas las variables tienen ruido ocasionado por la sensibilidad de la medición que tienen los encoders, lo que se puede denominar como una perturbación externa al sistema.

En la tabla siguiente se presentan resultados experimentales obtenidos en varios experimentos, mismos que se pueden corroborar con el las gráficas mostradas en la Figura 4.12 :

Número de Experimento	Distancia de frenado	Tiempo de frenado	Tiempo que tarda en alcanzar los 1800 [rpm]
1	16.00[m]	1.90[seg]	16.6[seg]
2	16.50[m]	1.93[seg]	15.91[seg]
3	16.20[m]	1.78[seg]	15.26[seg]
4	15.90[m]	1.88[seg]	15.91[seg]
5	15.20[m]	1.80[seg]	15.20[seg]
6	16.60[m]	1.87[seg]	15.37[seg]
7	16.52[m]	1.93[seg]	14.34[seg]
8	16.45[m]	1.89[seg]	16.10[seg]
9	16.10[m]	1.88[seg]	15.56[seg]
10	16.52[m]	1.94[seg]	15.97[seg]

Con los datos presentados en la tabla anterior se puede calcular el valor promedio tanto de la distancia de frenado como del tiempo de frenado:

- Para la distancia de frenado

$$\tilde{d} = \sum_{i=1}^{10} \frac{d_i}{10} = 16,199[m]$$

- Para el tiempo de frenado

$$\tilde{t} = \sum_{i=1}^{10} \frac{t_i}{10} = 1,88[seg]$$

Experimento B:

En este segundo experimento con el control *ON-OFF*, se espera que el deslizamiento se mantenga en $\lambda = 0,3$, tal como se hizo en la simulación B. El diagrama de control es el mismo de la simulación anterior, y la ley de control es:

$$M_1 = \begin{cases} 100\%, \lambda < 0,3 \\ 0\%, \lambda > 0,3 \end{cases}$$

En la Figura 4.13 se muestra el comportamiento del deslizamiento y de las velocidades.

En la tabla siguiente se presentan resultados experimentales obtenidos en varios experimentos:

Número de Experimento	Distancia de frenado	Tiempo de frenado	Tiempo que tarda en alcanzar los 1800 [rpm]
1	14.00[m]	1.60[seg]	15.80[seg]
2	13.84[m]	1.62[seg]	14.98[seg]
3	13.60[m]	1.61[seg]	14.83[seg]
4	13.80[m]	1.61[seg]	15.36[seg]
5	13.56[m]	1.55[seg]	14.47[seg]
6	13.72[m]	1.62[seg]	14.95[seg]
7	13.81[m]	1.61[seg]	14.85[seg]
8	13.90[m]	1.63[seg]	15.20[seg]
9	14.00[m]	1.62[seg]	15.81[seg]
10	13.55[m]	1.60[seg]	14.70[seg]

Con los datos presentados en la tabla anterior también se puede calcular el valor promedio tanto de la distancia de frenado como del tiempo de frenado para este experimento:

- Para la distancia de frenado

$$\tilde{d} = \sum_{i=1}^{10} \frac{d_i}{10} = 13,77[m]$$

- Para el tiempo de frenado

$$\tilde{t} = \sum_{i=1}^{10} \frac{t_i}{10} = 1,60[seg]$$

4.4. Evaluación experimental del control PID

En esta sección se evalúa en forma experimental el funcionamiento del control PID aplicado al *ABS*. El diagrama de control, es ahora el mostrado en la Figura 4.14. Con el fin de evitar la demanda de señales de control negativas que pudieran dañar al equipo de prueba, se implementó un bloque de saturación con lo que se asegura que las señales de control siempre pertenezcan al intervalo (0,1).

En la Figura 4.15 se ilustra el comportamiento del deslizamiento para la etapa de frenado del experimento, se nota el sobrepaso que se tiene al aplicar el control PID. Se puede observar que esta dentro de los rangos permisibles hasta que se llega a una velocidad de aproximadamente 600 [rpm]; A esta velocidad el deslizamiento toma valores mayores de 0.3 por pequeños intervalos de tiempo, y esto ocasiona una gran desventaja para este control, ya que tiempo de frenado y la distancia de frenado que se obtienen con este controlador son 19.34[m] y 2.82[seg]. Sin embargo, una de las ventajas que se tiene al hacer uso del control PID, es que se utiliza una menor cantidad de energía, ya que la señal de control que se le envía al sistema, no conmuta, sino que ahora lo que hace es variar el torque de frenado según el error que se tiene en el deslizamiento, es por esto que la gráfica de velocidades del experimento mostradas en la Figura 4.15 se nota como la velocidad de la rueda car (rueda que simula al terreno) tiende a la velocidad de las rueda wheel (rueda que simula la rueda del vehículo) a lo largo del experimento, otra característica positiva de este control es que el frenado lo hace con mayor suavidad.

4.4.1. Conclusión de los Experimentos

Comparando los dos experimentos realizados con el simulador real del *ABS*, podemos llegar a una conclusión similar a la obtenida en las simulaciones, solo que ahora es más notorio que el incrementar el valor de deslizamiento la distancia y el tiempo de frenado se reducen, para un $\lambda = 0,1$ la distancia y el tiempo de frenado son respectivamente 16.19[m] y 1.88[seg], mientras que para un $\lambda = 0,3$ son respectivamente 13.70[m] y 1.60[seg]. Se podría pensar que al incrementar deslizamiento mejoraremos el frenado, pero hay que tener en cuenta que entre mayor sea el λ incrementan mas posibilidades de que la rueda del vehículo se bloquee. De diferencia que existe entre el experimento A y el experimento B, si solo se considera el tiempo y la distancia de frenado la balanza se inclina de lado del el experimento B, pero teniendo en cuenta el deslizamiento, se puede notar que es mejor tener un deslizamiento que este dentro del rango de deslizamiento óptimo ($0,08 \leq \lambda \leq 0,3$) y no que sea el valor máximo o el valor mínimo del rango, por lo que se puede concluir que el control con un valor de deslizamiento deseado igual a 0.1 que se utilizó en el experimento A es el más seguro y por tanto el mas eficiente de los dos.

Al aplicar el control PID no se pudo mejorar la respuesta del sistema dado que ahora la distancia y el tiempo de frenado son 19.34[m] y 2.82[seg], respectivamente, lo que en comparación del control *ON-OFF*, es un tanto deficiente. Una ventaja del controlador PID es que el frenado lo hace de una forma mas suave en comparación con el control *ON-OFF* y esto ayuda a tener un ahorro en las conmutaciones del dispositivo actuador que controla al freno.

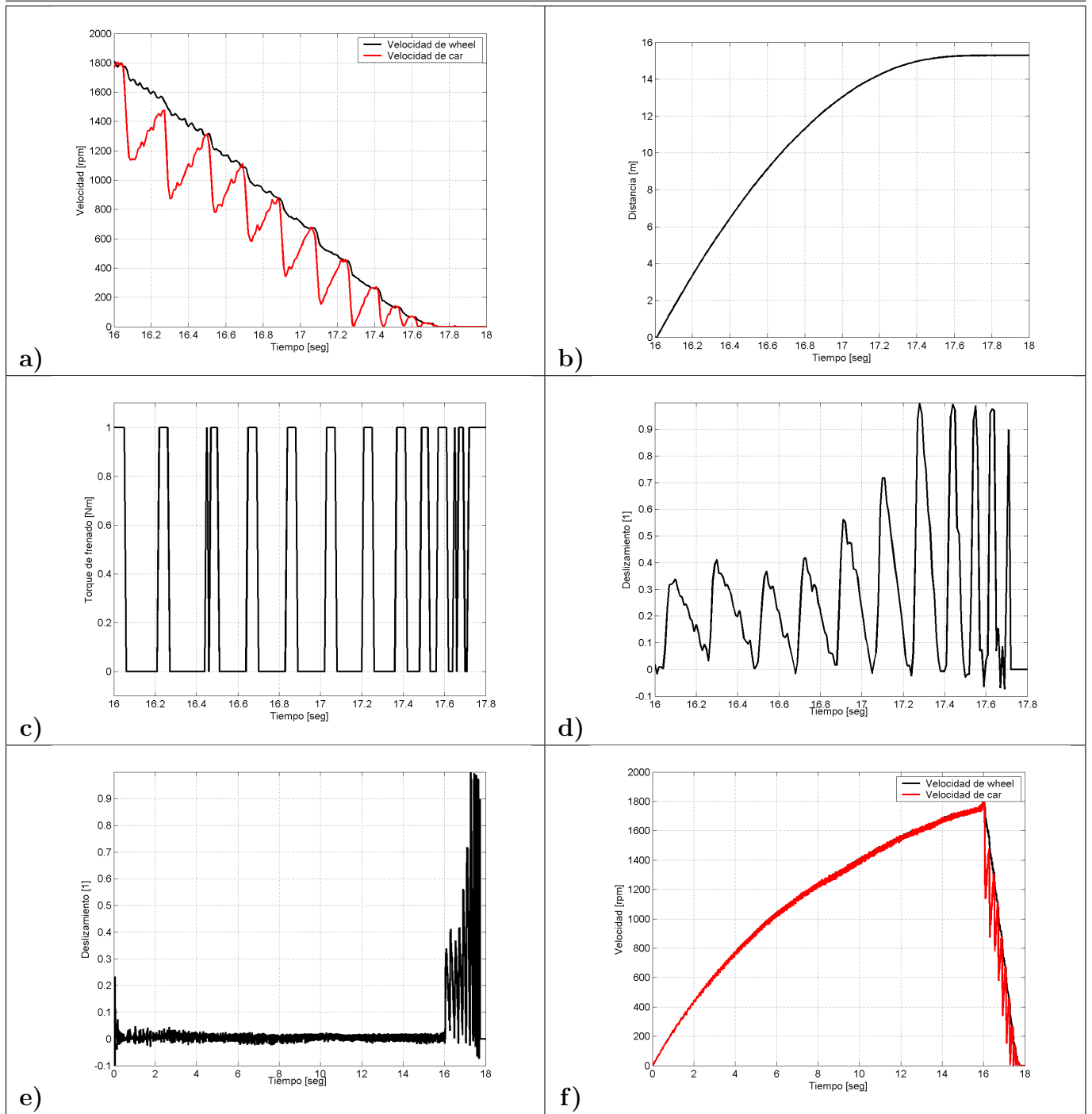


Figura 4.12: Resultados del experimento A aplicando control *ON-OFF*.
a) Comportamiento de las velocidades en la etapa de frenado del experimento, b) Distancia de frenado, c) Señal de frenado (Control) para la etapa de frenado del experimento, d) Deslizamiento de la etapa de frenado del experimento e) Deslizamiento para el experimento completo (Considerando la aceleración del sistema) f) Comportamiento de las velocidades considerando la aceleración del sistema y la etapa de frenado

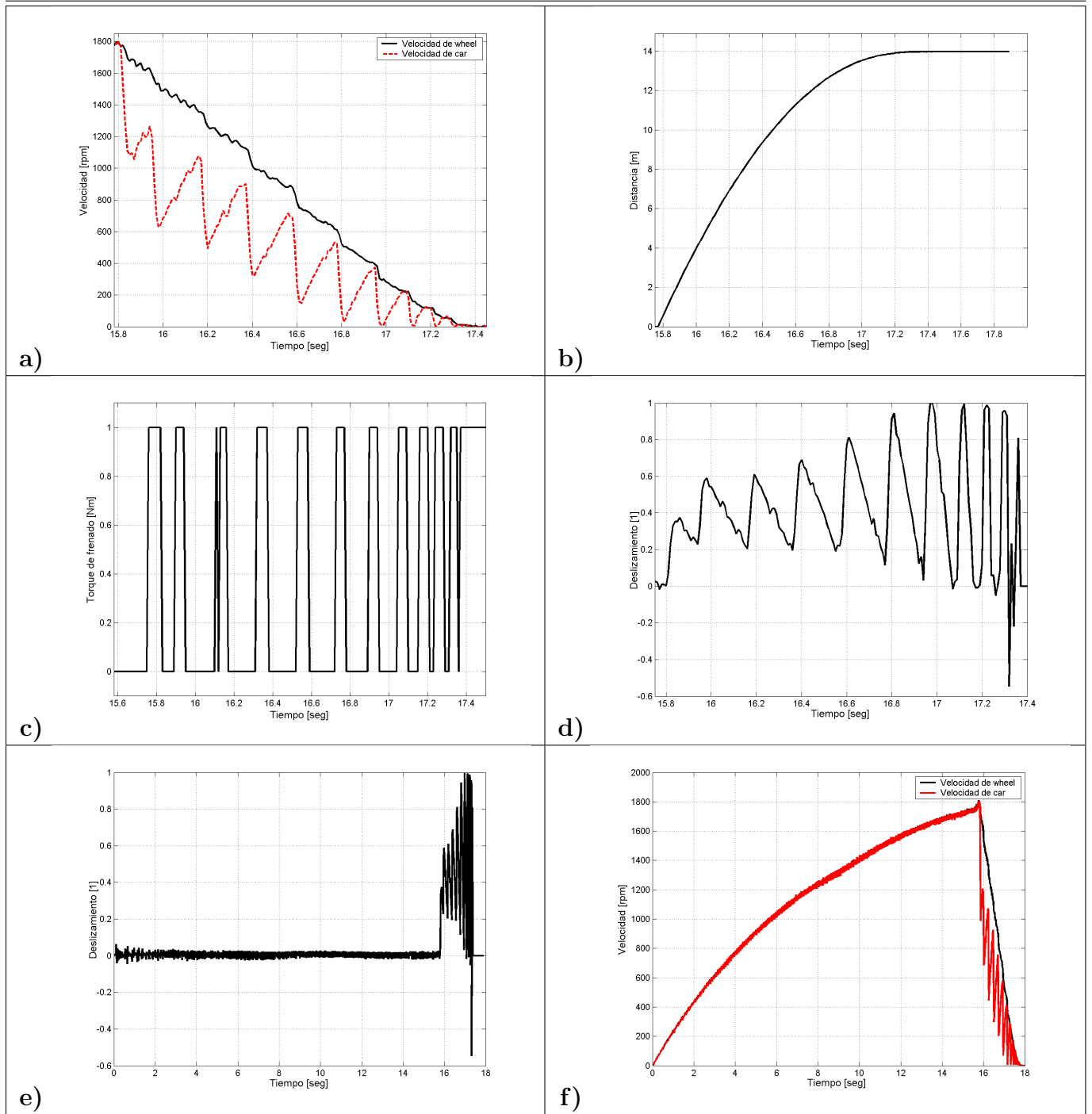


Figura 4.13: Resultados del experimento B aplicando control *ON-OFF*.
a) Comportamiento de las velocidades en la etapa de frenado del experimento, b) Distancia de frenado, c) Señal de frenado (Control) para la etapa de frenado del experimento, d) Deslizamiento de la etapa de frenado del experimento e) Deslizamiento para el experimento completo (Considerando la aceleración del sistema) f) Comportamiento de las velocidades considerando la aceleración del sistema y la etapa de frenado

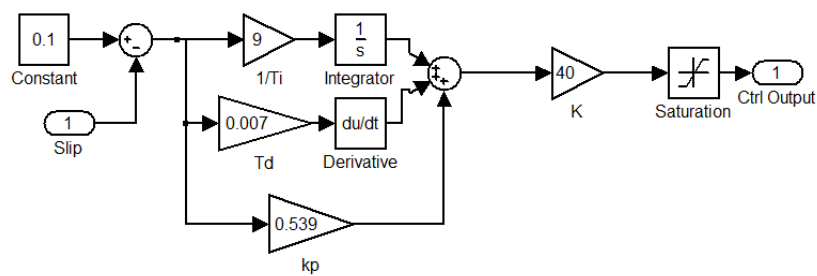


Figura 4.14: Diagrama de control PID aplicado al *ABS*

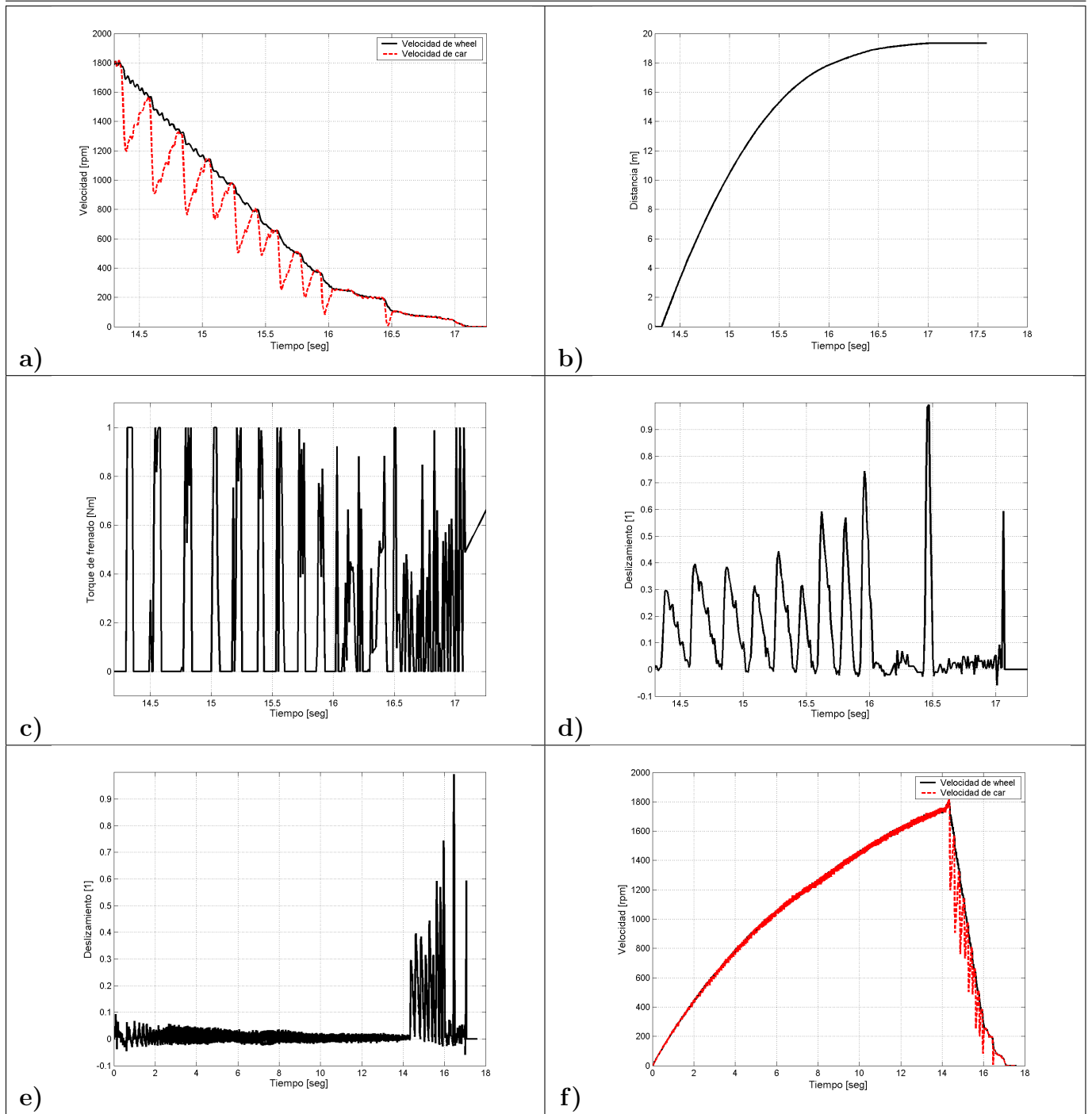


Figura 4.15: Resultados del experimento aplicando el control PID.

a) Comportamiento de las velocidades en la etapa de frenado del experimento, b) Distancia de frenado, c) Señal de frenado (Control) para la etapa de frenado del experimento, d) Deslizamiento de la etapa de frenado del experimento e) Deslizamiento para el experimento completo (Considerando la aceleración del sistema) f) Comportamiento de las velocidades considerando la aceleración del sistema y la etapa de frenado

Capítulo 5

Conclusiones

El estudio de los *ABS* es de vital importancia dado que en la actualidad ha pasado a ser uno de los elementos fundamentales en la seguridad de los vehículos, mejorando notablemente la maniobrabilidad en la frenada, evitando que la rueda se bloquee. En esta tesis se hace notar el desempeño del *ABS* y se comprueba que está directamente relacionado con el algoritmo de control que se aplique, dado que este puede mejorar notablemente el desempeño del *ABS*. Esto se demostró probando dos algoritmos de control diferentes: uno es el control *ON-OFF* y otro fue el control PID. Lo que interesó en esta tesis fue ilustrar el desempeño de los algoritmos, evaluando su desempeño con ayuda de simulaciones y experimentos con un sistema real.

Antes de trabajar directamente con el sistema *ABS* e intentar controlarlo, fue necesario entender el sistema por completo desde la dinámica que lo caracteriza hasta el mínimo detalle que lo compone, y entender sobre todo un parámetro dinámico de mucha importancia para este sistema en particular, el coeficiente de fricción de contacto o coeficiente de adherencia, este es importante porque de éste depende que la rueda no se bloquee. Este parámetro cuando crece nos indica que la rueda se está bloqueando, ya que el deslizamiento no es más que la diferencia de las velocidades entre la rueda del vehículo y el terreno, es por esto que este parámetro es la variable que se desea mantener en un rango de valores permisibles que ayuden a que la rueda no se bloquee, Este objetivo se logró haciendo variar el torque de frenado aplicado al *ABS*, es aquí donde aparece la importancia del controlador que se le aplique, dado que el torque de frenado variara según lo que ley de control considere correcto. Según la teoría que fundamente a dicha ley, es por esto que podemos armar que una ley de control que se adapte muy bien al *ABS* logrará un mejor desempeño en la respuesta de éste. También se puede concluir que el modelo matemático del *ABS* que se utilizó, rescata características muy aproximadas del sistema real, afirmación que se demostró con los resultados de las simulaciones al ser comparados con los experimentos en tiempo real y notar que los 49 resultados obtenidos con las simulaciones eran muy aproximados a los de los experimentos. Para la realización de los experimentos fue de vital importancia tener en cuenta que los rangos permisibles para el deslizamiento mismos que son:

$$0,08 \leq \lambda \leq 0,3$$

Ya que de este parámetro depende todo el frenado del vehículo, la fricción que ayuda a que se frene el vehículo (Coeficiente de adherencia) depende directamente del deslizamiento y se busca que el deslizamiento se mantenga en un punto donde el coeficiente de adherencia sea alto, y el deslizamiento sea lo más pequeño posible.

En este trabajo de tesis también se utilizaron diferentes conceptos teóricos relacionados directamente con teoría de control clásica y se describieron los algoritmos de control a manera teórica para después probarlos de manera práctica en el ABS, demostrando su funcionamiento, en simulaciones y experimentos en tiempo real, con ayuda de Matlab y Simulink.

5.1. Trabajo futuro

Como parte de trabajo futuro, queda pendiente proponer un valor de deslizamiento óptimo justificando la razón de la elección que garantice es el mas adecuado para el *ABS*; Diseñar un algoritmo de control que se adapte al *ABS* de la mejor manera posible para obtener mejores resultados a las obtenidos con teoría de control clásica, aplicando algoritmos de control mas completos tales como: control basado en pasividad, control por modos deslizantes, control difuso, control neuro-difuso, por citar algunos ejemplos.

Apéndice A

Módulo de ABS

A.1. Funcionamiento del modulo de frenos ABS

Nuestro modulo de el sistema de frenado antibloqueo (*ABS*), mostrado en la figura A.1 es un completo simulador de frenos *ABS*, listo para realizar experimentos que involucren control.

Sistema *ABS* por sus siglas en inglés *Anti-lock Braking System* que traducido al español significa Sistema de frenado antibloqueo, esta diseñado para la demostración de el rendimiento de los frenos *ABS*, en este apéndice se proporcionara una descripción de las partes que lo componen.

A.1.1. Descripción del hardware

Los elementos que tienen una mayor importancia en la parte de hardware del sistema de frenado antibloqueo son:

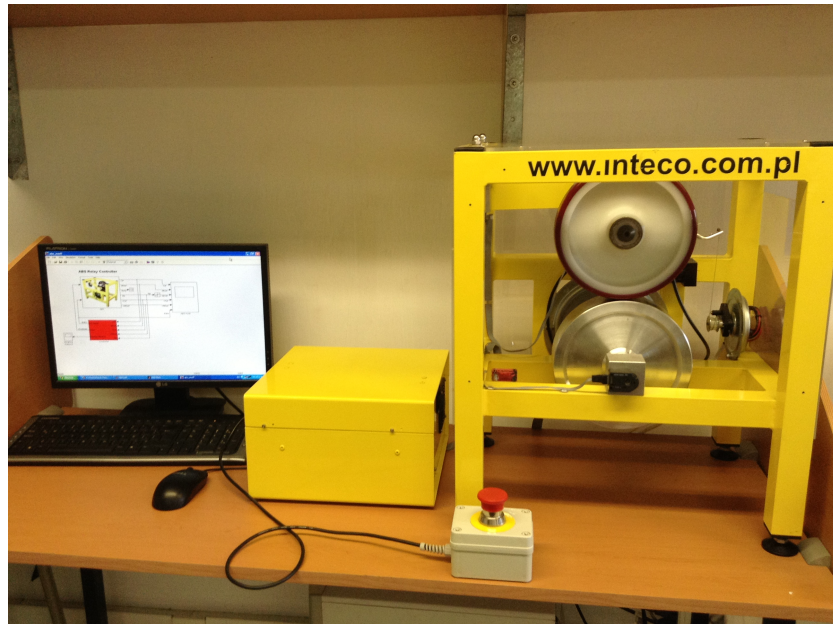


Figura A.1: Plataforma de experimentos *ABS*

Tarjeta de adquisición de datos *RTDAC4/PCI*

La tarjeta de adquisición de datos que se utiliza en el sistema de frenado antibloqueo es la *RTDAC4/PCI*, la cual es una tarjeta multifuncional, analógica/digital, la tarjeta cuenta con un chip FPGA XILINX® Spartan-II, que se puede ser reprogramado con la finalidad de cambiar las funciones de las entradas y salidas digitales, este chip cuenta con más de 200 000 compuertas lógicas, una característica muy importante de la tarjeta es que es reconfigurable según las necesidades del usuario, ya sea como para procesar señales de diferentes tipos de sensores hasta para generar señales especiales para actuadores externos.

La configuración por defecto del chip, acepta las señales de los encoders incrementales y genera a la salidas PWM, configuración útil para realizar aplicaciones de control.

La RT-DAC4 está diseñada para la adquisición de datos en tiempo real, utiliza un bus PCI y soporta operaciones en tiempo real aún con los retardos causados por windows, para entradas analógicas se tienen 16 canales sencillos multiplexados, una resolución de 12 bits, rango de entrada $\pm 10V$ con ganancias programables, un tiempo de conversión $1,6\mu s$, para salidas analógicas se tienen 4 canales, resolución de 12 bits, con un tiempo de estabilización de $6\mu s$, y para entradas y salidas digitales tenemos 32 canales bidireccionales, se direccionan individualmente vía software con los siguientes valores:

- Voltaje de entrada para niveles altos:

$$V_{IH} = 2,0[V] \quad a \quad 3,6[V]$$

- Voltaje de entrada para niveles bajos:

$$V_{IL} = -0,5[V] \quad a \quad 0,8[V]$$

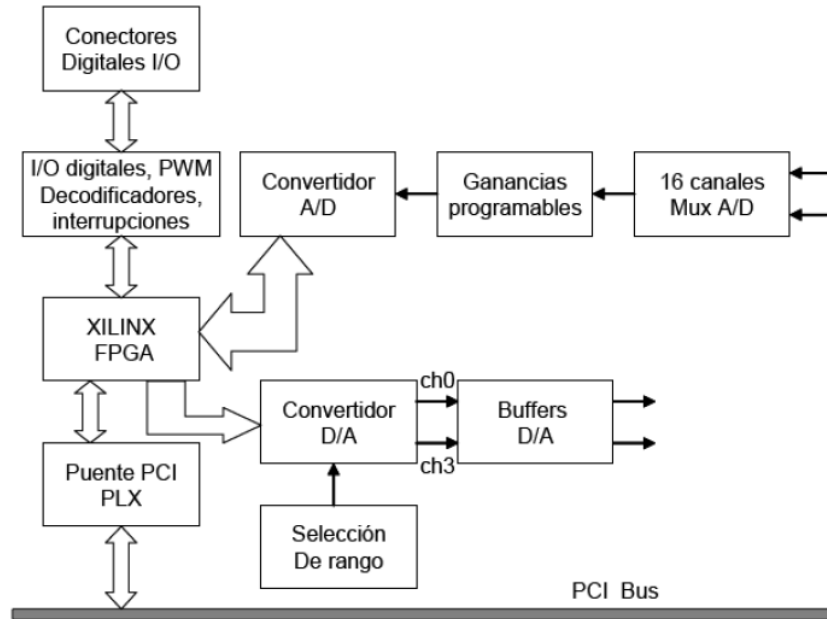


Figura A.2: Esquema de la tarjeta RTDAC4/PCI

- Voltaje de salida:

$$V_{OH} = 2,4[V] \quad V_{OL} = 0,4[V]$$

- Corriente de salida por canal:

$$I_O = 2[mA] \quad a \quad 24[mA]$$

En la figura A.2 se muestra un esquemático de la tarjeta RTDAC/4PCI y en la figura A.3 se muestra como es físicamente la tarjeta.

La tarjeta tiene un convertidor A/D de 12 bits de aproximaciones sucesivas que entrega una resolución de 5mV con un rango de entrada de $\pm 10V$. El tiempo de conversión del convertidor A/D es de $1,6\mu s$.

Además la tarjeta contiene cuatro convertidores D/A de 12 bits, conectado a cuatro canales de salida analógicos, los canales pueden ser configurados por hardware, cada canal de salida analógica puede entregar hasta 10mA, existen 32 líneas digitales de entrada/salida en la tarjeta RTDAC4/PCI, las direcciones pueden ser configuradas independientemente.

Etapa de potencia

El circuito de potencia es el que se encarga de elevar el nivel de corriente para poder hacer que los motores funcionen según las señales que se envían de la tarjeta RTDAC4/PCI, el control de la etapa de potencia se logra gracias al circuito integrado LMD18200 el cual es un puente-H de 3A, este dispositivo está construido utilizando tecnología multiproceso que combina circuitería bipolar y control CMOS. Ideal para el control de motores de DC.

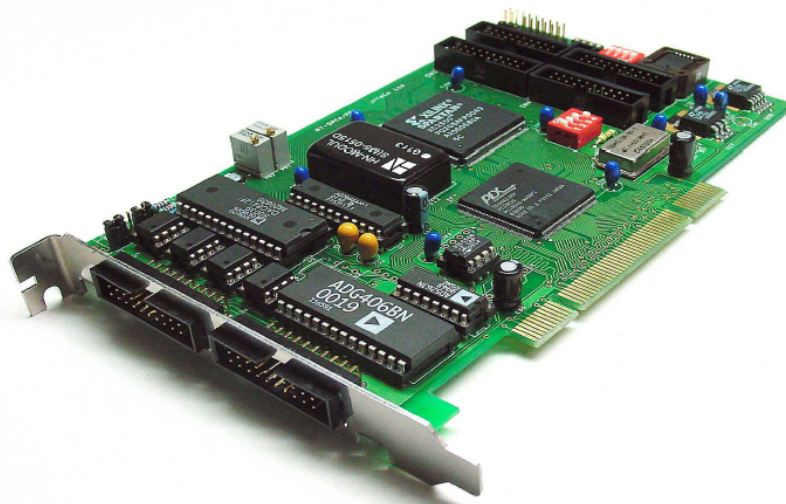


Figura A.3: Tarjeta RTDACC4/PCI

Encoders

Se cuenta con tres encoders idénticos, que se utilizan para medir los ángulos de rotación de las dos ruedas, y el ángulo de desviación de la palanca de equilibrio de la rueda que simula la rueda del vehículo.

Los encoders que se utilizan son los HEDM-5505 J06, estos son encoders ópticos¹ incrementales², tienen una resolución de 4096 pulsos por revolución.

Botón de paro

El sistema está equipado con un botón de paro; El cual corta todo tipo de transferencia de señales al sistema cuando se presiona, esto solo para cualquier tipo de errores que se puedan tener, y se requiera de detener el sistema.

A.1.2. Descripción del software

El software del modulo de frenos ABS es muy versátil y nos permite hacer nuestros propios diseños de control con ayuda de Matlab Simulink, y aplicarlos en tiempo real. Este software para funcionar necesita de Matlab, al invocar este software se abre una ventana de control como se muestra en la figura A.4, esta consta de botones que indican una acción, los cuales invocan subrutinas cuando seleccionamos a un elemento del menu, estos botones son herramientas de prueba, controladores propuestos, modelos y aplicaciones demo.

La ventana de control ABS permite tener un rápido acceso a todas las funciones básicas del

¹Un encoder óptico es un sensor que permite detectar el movimiento de rotación de un eje, en definitiva se trata de un transductor que convierte una magnitud, tanto posición lineal como angular a una señal digital.

²Un encoder incremental provee un número específico de pulsos equitativamente espaciados por revolución (PPR)

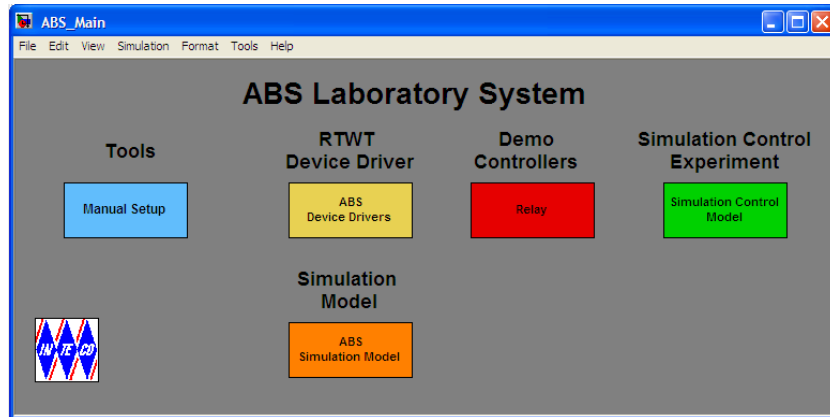


Figura A.4: Ventana de control ABS

modulo ABS, dicha ventana cuenta con los siguientes botones:

Tools (Manual Setup)

Manual Setup, da acceso a los parámetros de configuración básicos del modulo ABS. Este se utiliza para ver los datos transferidos desde la tarjeta RTDAC4/PCI y las señales de los encoders del sistema ABS, además muestra señales de estado y banderas, así como también muestra señales de control, la ventana que se abre al invocar “Manual Setup.”^{es} la que se muestra en la figura A.5, nótese que Manual Setup se compone de seis recuadros:

- *RTDAC4/PCI board*: Me muestra los principales parámetros de la tarjeta.
- *Control*: Me permite establecer valores para señales de control.
- *PWM setups*: Define la modalidad y la frecuencia de las ondas PWM.
- *Encoder measurements*: Permite leer las posiciones y velocidades de la llanta que simula el vehículo (llanta de arriba), y de la llanta que simula el camino (llanta de abajo) y la posición angular del bumper (suspensión), este recuadro también me permite reiniciar las mediciones de los encoders.
- *Min/Max setups*: Me proporciona los valores actuales de: la velocidad de la llanta que simula el vehículo, el voltaje de alimentación y la temperatura de la fuente de potencia, también me proporciona el valor **máximo** de la velocidad de la llanta que simula el vehículo, el valor **mínimo** de el voltaje de alimentación y el valor **máximo** para la temperatura de la fuente de potencia, y las banderas respectivas que indicaran si estos parámetros se exceden o no son suficientes.
- *Starup resistors*: Muestra las banderas y niveles de umbral de las resistencias de inicio.

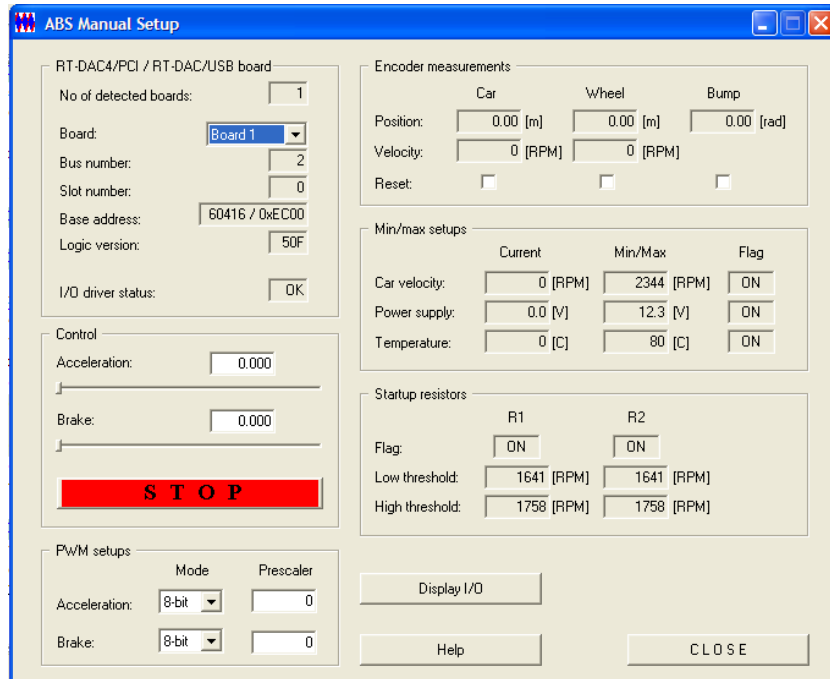


Figura A.5: Configuración manual ABS

En el recuadro *Encoder measurements*, **wheel** se refiere a la llanta encargada de simular al vehículo (llanta de arriba), **car** se refiere a la llanta encargada de simular el terreno del vehículo (llanta de abajo), y **bump** se refiere a la suspension.

RTWT Device Driver (ABS Device Drivers)

ABS Device Drivers (Controlador del dispositivo), es una parte muy importante del software, porque funciona como intermediario entre el sistema ABS real, el medio ambiente de MATLAB y la tarjeta de adquisición de datos RTDAC/PCI, en esta parte del software es donde podremos realizar los experimentos para probar nuevos controladores en tiempo real, haciendo uso del sistema ABS.

Esta ventana me sirve para el control y la medición de señales, al invocar *ABS Device Drivers* se abre una nueva ventana que se muestra en la figura A.6, la imagen que contiene la ventana sirve para representar al sistema ABS real, la cual se ve como una caja negra; Se tienen dos entradas al sistema con las leyendas *Drive* y *Brake* la primera entrada es para realizar el control del motor plano de DC que mueve a la llanta de abajo (Car) y la segunda sirve para el control del motor plano de DC que controla la presión en el freno.

Se tiene seis salidas del sistema posición de la llanta que simula el terreno (*Car*), posición de la llanta que simula el vehículo (*Wheel*), golpe o rebote del amortiguador que tiene la llanta que simula al vehículo (*Bump*), velocidad de la llanta que simula el terreno (*Vcar*), Velocidad de la llanta que simula al vehículo (*Vwheel*) y diferencia de velocidad entre las dos llantas (*Slip*).

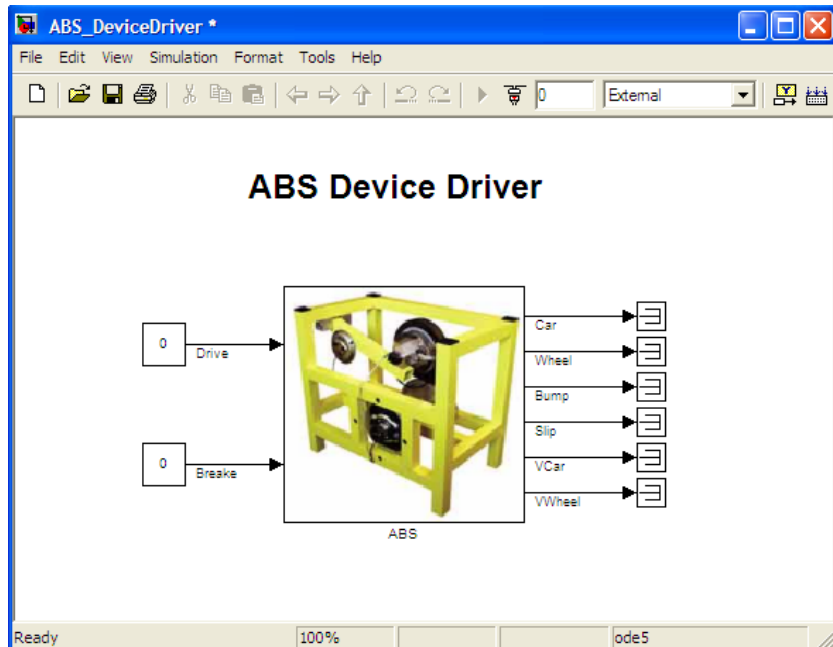


Figura A.6: Controlador del sistema ABS

Simulation Model (ABS Simulation Model)

Simulation Model (Modelo de simulación), es muy parecido al *ABS Device Drivers* la diferencia entre estos radica en que *Simulation Control Model* sirve solo para realizar simulaciones del sistema, lo que tiene como propósito ayudar al diseño de controladores y esto sin ningún riesgo de dañar al sistema real en caso, de que el controlador no sea del todo seguro.

Este modelo posee solo una entrada *Brake* como se muestra en la figura A.7 esto pasa por que cuando se utiliza el modelo de simulación no es necesario el uso del motor de DC para acelerar al sistema y por tanto la entrada de control para el motor que se tenía en *ABS Device Drivers* sale sobrando, lo único que se requiere es proponer la velocidad inicial diferente de cero e iniciar el procedimiento de frenado para que con ayuda de la simulación se pruebe el controlador deseado.

En la figura ?? se muestra el interior del bloque *ABS Simulation model*, contiene dos integradores para obtener la posición angular a partir de la velocidad angular. Los dos bloques de ganancia se usan para obtener las unidades apropiadas. En el bloque de simulación también se pueden realizar la configuración de los coeficientes del modelo.

Demo controller (Relay)

Demo Controller (Controladores de muestra), muestra ejemplos de controladores haciendo uso del sistema real. Esta sección del software esta pensada para familiarizarse con el funcionamiento del sistema ABS. Dicha ventana se muestra en la figura A.9.

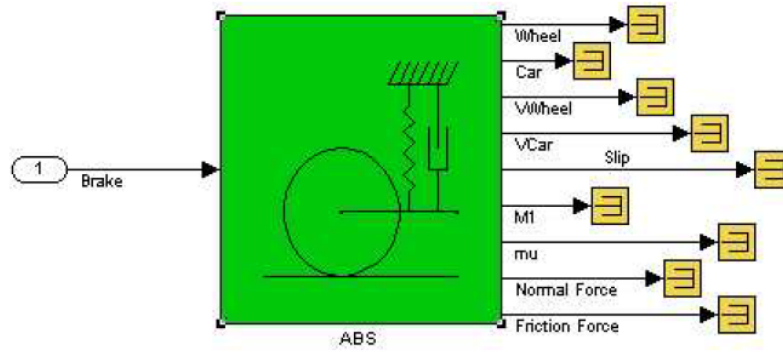


Figura A.7: Modelo de simulación

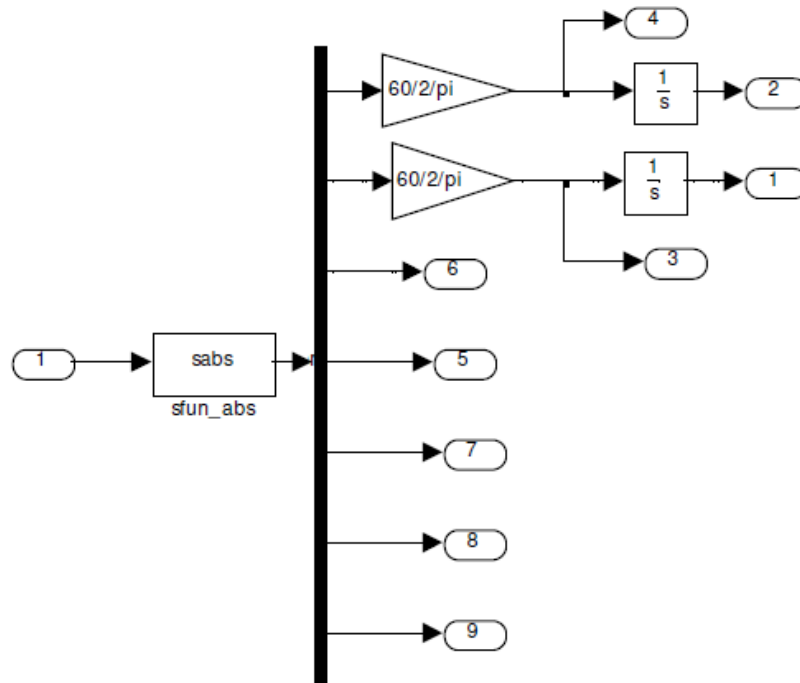


Figura A.8: Interior del bloque *ABS Simulation model*

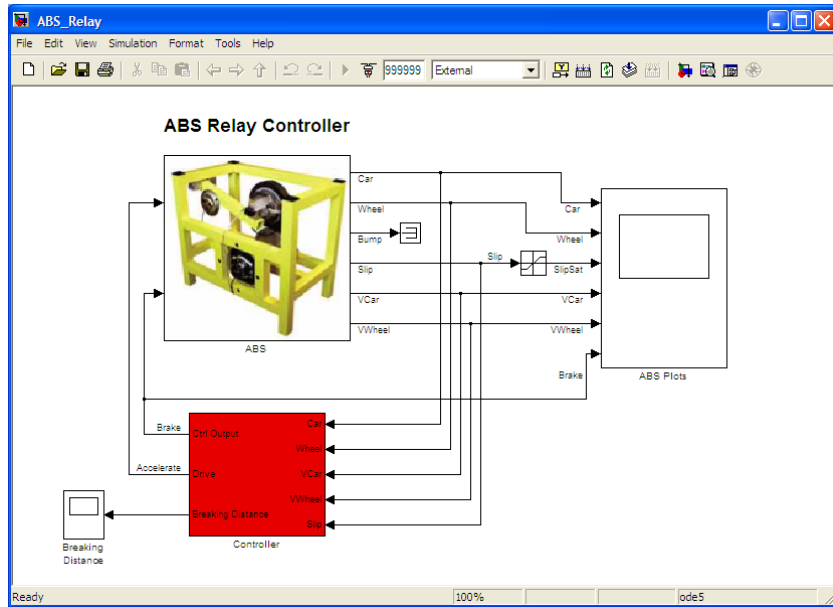


Figura A.9: Controlador de muestra incluido por el fabricante

Simulation Control Model (Simulation control model)

Simulation Control Model (Modelo de controlador para simulación), muestra ejemplos de controladores haciendo uso de simulaciones, es parecido a *Demo controller* la única diferencia es que este es solo una simulación, no trabaja con el sistema en tiempo real. Dicha ventana se muestra en la figura A.10.

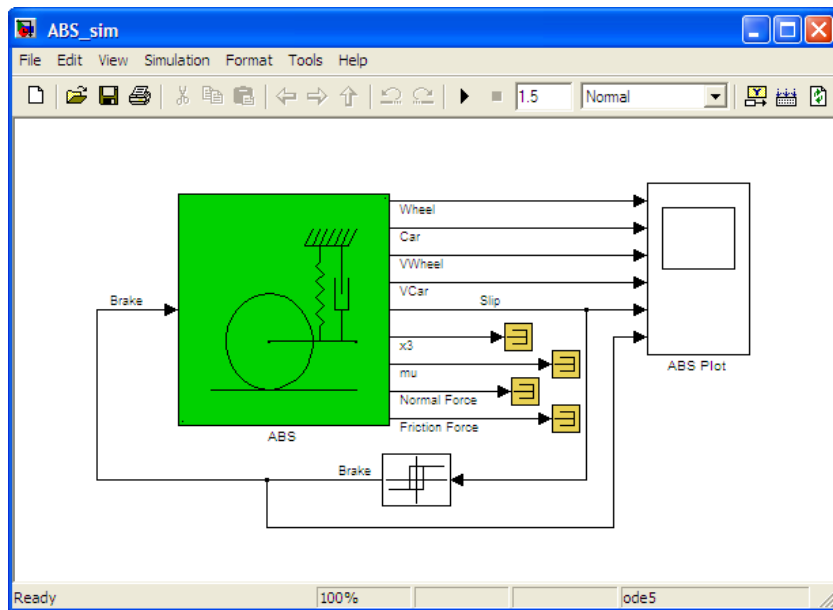


Figura A.10: Modelo de simulación propuesto por el fabricante

Apéndice B

Linealización del Modelo matemático del *ABS*

Para realizar la linealización del modelo matemático del *ABS*, no se utilizaron las funciones signos que se propusieron en el modelo original para facilitar los cálculos de la linealización, dado que la función signo lo único que nos da es el sentido de giro de las ruedas según sea el caso puede ser negativo o positivo, ahora se considerara un sentido positivo, con lo que el modelo matemático se podrá escribir de la siguiente forma:

$$J_1 \dot{x}_1 = \mu(\lambda) F_n r_1 - d_1 x_1 - M_{10} - M_1 \quad (\text{B.1})$$

$$J_2 \dot{x}_2 = -\mu(\lambda) F_n r_2 - d_2 x_2 - M_{20} \quad (\text{B.2})$$

otras ecuaciones necesarias para la linealización del modelo matemático son:

$$\mu(\lambda) = \frac{w_4 \lambda^p}{a + \lambda^p} + w_3 \lambda^3 + w_2 \lambda^2 + w_1 \lambda \quad (\text{B.3})$$

La linealización se realizó entorno al punto $[X_1, X_2, M_1] = [1800, 1805, 0]$. Esta aproximación lineal será válida solo entorno al punto seleccionado. Tenemos el modelo no lineal:

$$\dot{x} = \begin{bmatrix} \frac{\mu(\lambda) F_n r_1 - d_1 x_1 - M_{10} - M_1}{J_1} \\ \frac{-\mu(\lambda) F_n r_2 - d_2 x_2 - M_{20}}{J_2} \end{bmatrix}$$

Al aplicar el Jacobiano al sistema no lineal se obtuvo el siguiente resultado:

$$A = \frac{\partial f}{\partial x} = \begin{bmatrix} \frac{\partial \mu(\lambda)}{\partial x_1} \frac{F_n r_1}{J_1} - \frac{d_1}{J_1} & \frac{\partial \mu(\lambda)}{\partial x_2} \frac{F_n r_1}{J_1} \\ -\frac{\partial \mu(\lambda)}{\partial x_1} \frac{F_n r_2}{J_2} & -\frac{\partial \mu(\lambda)}{\partial x_2} \frac{F_n r_2}{J_2} - \frac{d_2}{J_2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tilde{x}_1 \\ \tilde{x}_2 \end{bmatrix} \quad (\text{B.4})$$

$$B = \frac{\partial f}{\partial u} = \begin{bmatrix} -\frac{1}{J_1} \\ 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tilde{u}_1 \\ \tilde{u}_2 \end{bmatrix} \quad (\text{B.5})$$

donde $\tilde{x}_1 = x_1 - 1800$, $\tilde{x}_2 = x_2 - 1805$ y $\tilde{u}_1 = u_1 - 0$.

$$\frac{\partial \mu(\lambda)}{\partial x_1} = -\frac{r_1}{r_2 x_2} \left[\frac{a w_4 p \lambda^{p-1}}{(a + \lambda^p)^2} + 3w_3 \lambda^2 + 2w_2 \lambda + w_1 \right] \quad (\text{B.6})$$

$$\frac{\partial \mu(\lambda)}{\partial x_2} = \frac{r_1 x_1}{r_2 x_2} \left[\frac{a w_4 p \lambda^{p-1}}{(a + \lambda^p)^2} + 3w_3 \lambda^2 + 2w_2 \lambda + w_1 \right] \quad (\text{B.7})$$

Haciendo la sustitución de los valores requeridos en las ecuaciones anteriores el modelo linealizado que se obtuvo es el siguiente:

$$A = \frac{\partial f}{\partial x} = \begin{bmatrix} -0,4755 & 0,3144 \\ 0,0925 & -0,1008 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tilde{x}_1 \\ \tilde{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\frac{1}{J_1} \\ 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tilde{u}_1 \\ \tilde{u}_2 \end{bmatrix} \quad (\text{B.8})$$

Con esta nueva aproximación lineal se pueden calcular ganancias para sintonizar el PID con ayuda de diferentes métodos tales como el método de Ziegler y Nichols, las ganancias que se calculen solo son validas al rededor de el punto de referencia, por tanto serán un punto de partida para la sintonización mas no son las ganancias que se utilizaran.

Bibliografía

- [1] Inteco [2005] Anti-lock Braking System Laboratory Model of Braking Control, Installation manual.
- [2] Inteco [2007] The laboratory Anti-lock braking System Controlled from PC, User's Manual.
- [3] Yesim Oniz, Erdal Kayacan and Okyay Kaynak [2010] Simulated and Experimental Study of Antilock Braking System Using Grey Sliding Mode Control, IEEE Transactions on Industrial Electronics.
- [4] Wei-Yen Wang L-Hsum Li, Ming-Chang Chen, Shun-Feng Su and Shi-Boun Hsu [2009] Dynamic Slip-Ratio Estimation and Control of Antilock Braking Systems Using an Observer-Based Direct Adaptive Fuzzy-Neural Controller.
- [5] A. Harifi, A. Aghagolzadeh, G. Alizadeh and M. Sadeghi [2005] Designing a Sliding Mode Controller for Antilock Brake System, in International Conference on Computer as a Tool, Serbia and Montenegro, pp.611-616.
- [6] A. Zanten, R. Erhardt and A. Lutz [1990] Measurement and Simulation of Transients in Longitudinal and Lateral Tire Forces, pp. 300-318.
- [7] J. Svendenius [2003] The Tire Models for Use in Braking Applications, Department of Automatic Control, Lund Institute of Technology, Sweden.
- [8] Houhua Jing, Zhiyuan Liu, and Hong Chen [2011] A Switched Control Strategy for Antilock Braking System With On/Off Valves, IEEE Transactions on vehicular technology.
- [9] Spartacus Gomáriz, Domingo Biel, José Matas, Miguel Reyes [2000] Teoría de Control.
- [10] Katsuhiko Ogata [1998] Modern Control Engineering, Third Edition.
- [11] Lennon, W. K., Passino, K. M. [1999]. Intelligent control for brake systems. Control Systems Technology, IEEE Transactions on, 188-202.
- [12] Lin, C. L., Lin, W. C. [2011]. ABS control design for two-wheel drive electric vehicles. In Mechanic Automation and Control Engineering (MACE), Second International Conference on (pp. 1011-1014). IEEE.

- [13] Lu, B., Wang, Y., Wu, J. J., Li, J. P. [2010]. ABS system design based on improved fuzzy PID control. In Natural Computation (ICNC), Sixth International Conference on (Vol. 1, pp. 62-65). IEEE.
- [14] Jeannete Guadalupe Aguilar MARTÍNEZ [2012]. Caracterización teórica y experimental de la fricción llanta-pavimento