



BENEMÉRITA UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE PUEBLA

FACULTAD DE CIENCIAS DE LA ELECTRÓNICA
LICENCIATURA EN INGENIERÍA EN SISTEMAS
AUTOMOTRICES

“ANÁLISIS DE ALGORITMOS DE
CONTROL PARA UN SISTEMA DE
FRENADO ANTIBLOQUEO (ABS)”

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

INGENIERO EN SISTEMAS
AUTOMOTRICES

PRESENTA:

MAURICIO DE LA ROSA BARRALES

DIRECTOR:

Dr. ERNESTO CASTELLANOS VELASCO

CO-DIRECTOR:

Dr. JOSÉ FERMI GUERRERO CASTELLANOS

Puebla, Pue., Junio 2023

Agradecimientos

A mi querido Dios, que me ha permitido estar presente en este universo, en el lugar y momento adecuado para cumplir con la misión que, creo que me encargo, como ser humano.

A mi querido abuelo, Delfino De La Rosa, quién confió seriamente en el futuro prometedor de las nuevas generaciones.

A mis queridos padres, por participar e impulsar activamente mis acciones con el objeto de cumplir arduamente mis logros académicos y profesionales.

A mis queridos hermanos, por su apoyo incondicional en momentos importantes de la vida.

A mi querida Facultad De Ciencias De La Electrónica, por forjarme una mente llena de ambiciones profesionales y de experiencias inigualables que me seguirán llevando a descubrir más universos desconocidos.

A mis queridos asesores de tesis, el Dr. Ernesto Castellanos Velasco y Dr. José Fermi Guerrero Castellanos, por brindarme todo su apoyo incondicional en el desarrollo del proyecto de grado.

Finalmente, a mi querida Benemérita Universidad Autónoma De Puebla, por darme la oportunidad de vivir la experiencia de cursar esta grandiosa licenciatura.

Resumen

El presente proyecto de tesis se concentró en ejecutar la puesta en marcha de un equipo de laboratorio, adaptado al marco de referencia ISO 8855, el cual es denominado como “Sistema de frenado antibloqueo” (“Antilock Braking System”), a través de la implementación de 6 algoritmos de control (basados en la acción de control: 1. Relay “On-Off”, 2. Relay + saturación, 3. PI, 4. PID, 5. Ley de estructura variable, 6. Observador de estado + saturación) que fueron sintetizados y ejecutados en los entornos actualizados de MatLab/Simulink (versión R2013a y R2022b de escritorio y en línea, respectivamente). De esta manera, las pruebas de frenado antibloqueo que fueron realizadas tanto a nivel de simulación del modelo matemático de la planta como experimentales, garantizaron la emulación de la operación convencional del sistema de seguridad ABS y que, a nivel prototipo de laboratorio, obedecieron a la práctica de no ocasionar cambios repentinos o instantáneos de la velocidad a la que gira la rueda superior del sistema. Por lo tanto, a través de los resultados hallados en cada prueba, se pudo constatar que los valores provenientes de los índices de desempeño tienen la capacidad de identificar el cumplimiento de frenar la rueda-neumático en el menor tiempo posible, sin bloquearla y aprovechando las máximas fuerzas de fricción (provocadas por el seguimiento del punto de consigna) y que, a su vez, son generadas en el contacto puntual (permanente) con la rueda-auto carretera. Una vez calculadas estas pruebas de calidad (índices de desempeño), se estableció la relación que existe entre estas cantidades y las gráficas comparativas (halladas en simulación y experimentación) de las respuestas de la planta. Asimismo, la intervención en la lógica digital encargada de activar y desactivar la etapa de frenado ABS es manipulada para que, bajo un algoritmo de control PID, se explore la convergencia del deslizamiento λ hacia una entrada de referencia discontinua.

Abstract

The present project of thesis concentrated in execute the starting up of a laboratory equipment, adapted to the ISO 8855 frame of reference, wich is called “Antilock Bracking System”, through the implementation of 6 algorithms (based on the control action: 1. Relay “On-Off”, 2. Relay + saturation, 3. PI, 4. PID, 5. Variable structure control law, 6. State observer + saturation) that were synthesized and executed in the updated MatLab/Simulink (desktop and online version R2013a and R2022b, respectively). In this way, the antilock braking tests that were performed both at the level of simulation of the mathematical model of the plant and experimental, ensured the emulation of the conventional operation of the ABS safety system and that, at the laboratory prototype level, obeyed the practice of not causing sudden or instantaneous changes in the speed at which the upper wheel of the system rotates. Therefore, through the results found in each test, it was possible to verify that the values coming from the performance indexes have the capacity to identify the compliance of braking the wheel-tire in the shortest possible time, without blocking it and taking advantage of the maximum friction forces (caused by following the set-point) and which, in turn, are generated in the punctual (permanent) contact with the wheel-road. Once these quality tests (performance indexes) were calculated, the relationship between these quantities and the comparative graphs (found in simulation and experimentation) of the plant responses was established. Likewise, the intervention in the digital logic in charge of activating and deactivating the ABS braking stage is manipulated so that, under a PID control algorithm, the convergence of the slip λ towards a discontinuous reference input is explored.

Índice general

Agradecimientos	III
Resumen	IV
Abstract	V
Índice de figuras	IX
Índice de tablas	XII
Introducción	XIII
Motivación y antecedentes	XVI
Planteamiento del problema	XVII
Hipótesis	XVII
Objetivos	XVII
Objetivo general	XVII
Objetivos específicos	XVIII
Justificación	XVIII
1. Estado del arte	1
1.1. Preliminares	1
1.2. Funcionamiento del ABS	1
1.3. Sistema INTECO	3
1.4. Tipos de control	6
2. Sistema INTECO: modelado y simulación	9
2.1. Modelado matemático	9
2.2. Modificación de las plantillas de prueba	15
3. Comparación de las estrategias de control	18
3.1. Simulación	18
3.1.1. Configuración establecida	18
3.1.2. Algoritmos de control propuestos	19

3.1.2.1.	Controlador N° 1: Relay “On-Off”	19
3.1.2.2.	Controlador N° 2: Relay “On-Off” + Saturación	20
3.1.2.3.	Controlador N° 3: PI	22
3.1.3.	Algoritmos de control complementarios	24
3.1.3.1.	Controlador N° 4: PID	24
3.1.3.2.	Controlador N° 5: Ley de estructura variable	26
3.1.3.3.	Controlador N° 6: No lineal basado en observador de estado + saturación	28
3.2.	Experimentación en banco de pruebas	30
3.2.1.	Configuración establecida	30
3.2.2.	Algoritmos de control propuestos	30
3.2.2.1.	Controlador N° 1: Relay “On-Off”	30
3.2.2.2.	Controlador N° 2: Relay “On-Off” + Saturación	32
3.2.2.3.	Controlador N° 3: PI	33
3.2.3.	Algoritmos de control complementarios	35
3.2.3.1.	Controlador N° 4: PID	35
3.2.3.2.	Controlador N° 5: Ley de estructura variable	37
3.2.3.3.	Controlador N° 6: No lineal basado en observador de estado + saturación	39
4.	Resultados	43
4.1.	Índices de desempeño	43
4.1.1.	Indicadores de desempeño en simulación	45
4.1.2.	Indicadores de desempeño en experimentación	46
4.2.	Discusión de resultados	46
4.2.1.	Simulación	46
4.2.2.	Experimentación	47
5.	Conclusiones	48
	Apéndice A. Marco de referencia	49
	Apéndice B. Definición del radio del neumático	50
	Apéndice C. Sintonización	51
C.1.	Entorno de simulación	51
C.1.1.	Primer método de sintonización	51
C.1.2.	Segundo método de sintonización	53
C.2.	Entorno de experimentación	54

Apéndice D. Control por modos deslizantes	55
D.1. Diseño basado en la ley de estructura variable	55
Apéndice E. Repetición de frenado antibloqueo	58
E.1. Descripción	58
Apéndice F. Código fuente del bloque “S-Function”	60
F.1. Myabs.m	60
Referencias	67

Índice de figuras

1.	Prueba de manejo comparativa de la efectividad del ABS con unidad Mercedes-Benz Clase-S; fue un modelo producido desde 1972 hasta 1980 [1].	XIII
2.	Interconexiones del ABS en el automóvil [2].	XIV
3.	Ejemplo ilustrativo de una visualización de señales recabadas durante una prueba de frenado con ABS [4].	XV
4.	Gráficas ideales de las respuestas del ABS en la implementación de la secuencia propuesta [5]. Donde: <i>LR</i> , <i>RR</i> , <i>LF</i> , <i>RF</i> se refieren a las ubicaciones de los neumáticos como <i>Left-Rear</i> , <i>Right-Rear</i> , <i>Left-Front</i> , <i>Right-Front</i> , respectivamente.	XVII
1.1.	Principio del funcionamiento hidráulico (lado izquierdo) y lazo de control del ABS (lado derecho) en el automóvil de acuerdo con la corporación BOSCH [2].	2
1.2.	Gráfica que ilustra el rango de deslizamiento preferido para producir los valores de adhesión cercanos al punto más alto del coeficiente de fricción (μ_p) [5].	3
1.3.	Sistema INTECO enlazado al entorno MatLab/Simulink y preparado para ejecutar algoritmos de control ABS.	3
1.4.	Fuente de poder vista desde el panel de conexiones (B=Brake; M=Motor; Em=Emergency; Enc=Encoder; C=Controller).	5
1.5.	Tarjeta de adquisición de datos (lado izquierdo) y botón de emergencia (lado derecho).	5
1.6.	Diagrama de bloques del ABS en lazo cerrado, formado por un controlador automático, actuador, sensor y una etapa de procesamiento de señal [19].	8
2.1.	Diagrama de cuerpo libre del ABS [12].	10
2.2.	Fuerzas que producen momentos con respecto al punto A.	12
2.3.	Ubicación del valor pico (μ_p) en la gráfica de la función característica $\mu(\lambda)$ [12].	14
2.4.	Bloques diseñados en MatLab/Simulink R2013a por INTECO [12].	15

2.5. Bloques que conforman el entorno actualizado para ejecutar experimentos del control del grado de deslizamiento en tiempo real.	16
2.6. Bloques que conforman el entorno actualizado de simulación dinámica del ABS.	17
3.1. Visualización de 2 señales de salida del ABS simulado.	20
3.2. Características del bloque Relay [18].	20
3.3. Forma que adquiere la señal de control enviada al actuador.	20
3.4. Características del bloque función saturación [18].	21
3.5. Forma que adquiere la señal de control enviada al actuador.	22
3.6. Visualización de 2 señales de salida del ABS simulado.	22
3.7. Etapas del controlador (PI+sat) [18].	23
3.8. Visualización de 2 señales de salida del ABS simulado.	23
3.9. Forma que adquiere la señal de control enviada al actuador.	24
3.10. Etapas del controlador (PID+sat) [18].	25
3.11. Visualización de 2 señales de salida del ABS simulado.	25
3.12. Forma que adquiere la señal de control enviada al actuador.	25
3.13. Visualización de 2 señales de salida del ABS simulado.	26
3.14. Diagrama de fase del algoritmo de control diseñado [31].	27
3.15. Forma que adquiere la señal de control enviada al actuador.	27
3.16. Lazo cerrado del sistema simulado.	29
3.17. Visualización de 2 señales de salida del ABS simulado.	29
3.18. Forma que adquiere la señal de control enviada al actuador.	29
3.19. Comportamiento gráfico de las velocidades de las ruedas que cumplen con la secuencia de frenado ABS (figura 4), pero sin satisfacer el criterio de no bloquear a la rueda-neumático.	31
3.20. Respuesta transitoria de $\lambda(t)$	31
3.21. Señal de control generada en la salida del controlador Relay.	32
3.22. Comportamiento gráfico de las velocidades de las ruedas que cumplen con la secuencia de frenado ABS y que satisfacen el criterio de no bloquear la rueda-neumático.	32
3.23. Respuesta transitoria de $\lambda(t)$	33
3.24. Señal de control generada en la salida del controlador Relay + saturación.	33
3.25. Comportamiento gráfico de las funciones de velocidad de las ruedas del ABS.	34
3.26. Respuesta transitoria de $\lambda(t)$	35
3.27. Señal de control generada en la salida del controlador PI.	35
3.28. Respuesta transitoria de $\eta_1(t)$ y $\eta_2(t)$	36
3.29. Respuesta transitoria de $\lambda(t)$	37
3.30. Señal de control generada en la salida del controlador PID.	37

3.31. Respuesta transitoria de $\eta_1(t)$ y $\eta_2(t)$	38
3.32. Respuesta transitoria de $\lambda(t)$	38
3.33. Diagrama de fase del algoritmo de control diseñado [31].	39
3.34. Señal de control generada en la salida del controlador por modos deslizantes.	39
3.35. Respuesta transitoria de $\eta_1(t)$ y $\eta_2(t)$	40
3.36. Respuesta transitoria de $\lambda(t)$	40
3.37. Señal de control generada en la salida del controlador no lineal.	40
3.38. Respuestas de la planta halladas en cada implementación de los algoritmos de control vía experimentación del modelo matemático del ABS INTECO.	41
3.39. Respuestas de la planta halladas en cada implementación de los algoritmos de control vía experimentación de tiempo real del ABS INTECO.	42
4.1. Interpretación gráfica del índice de desempeño IAE . El área sombreada es el valor de la métrica IAE [33].	44
4.2. Visualización gráfica de resultados generados en las tablas 4.1 y 4.2.	47
A.1. Sistema de referencia ISO 8855 adaptado al análisis del ABS INTECO [7].	49
B.1. Definición del radio de un neumático [7]. Donde: R_u , R_l y R_e son los radios sin carga, con carga y de rodadura efectivo, respectivamente.	50
C.1. Configuraciones a implementar en la sintonización del controlador [19]. . .	51
C.2. Método gráfico empleado para medir la respuesta característica del sistema.	52
C.3. Parámetros para configurar el controlador.	52
C.4. Parámetros para configurar el controlador.	53
C.5. Respuesta del sistema en simulación cuando es excitado con un valor de ganancia proporcional $k_p = 1500$	53
C.6. Método gráfico empleado para medir la respuesta característica del sistema.	54
D.1. Plano de fase de la velocidad del error (\dot{e}) contra la posición del mismo (e) que ilustra la convergencia de trayectorias en forma de espiral hacia el origen [22].	56
D.2. Convergencia de las trayectorias hacia la superficie deslizante que aseguran estabilidad en el sistema [22].	56
D.3. Trayectorias que se dirigen, sin importar su ubicación, hacia la superficie de deslizamiento acotado [22].	57
E.1. Interior del bloque de control del “Encendido y apagado” del ABS.	58
E.2. Comportamiento intermitente de la función velocidad η_1 durante el accio- namiento del frenado antibloqueo.	59
E.3. Seguimiento del punto de consigna λ_d	59

Índice de tablas

2.1. Parámetros del modelo matemático.	10
2.2. Constantes de la ecuación 2.18.	13
3.1. Parámetros fijos del bloque PI y saturación.	23
3.2. Constantes del bloque PID y saturación.	24
3.3. Parámetros fijos configurados en el bloque PI y saturación en el ambiente de experimentación.	34
3.4. Parámetros fijos del bloque PID y saturación.	36
3.5. Listado del tiempo en que tarda cada controlador en detener la rueda- neumático.	42
4.1. Comparación de los índices de desempeño hallados en simulación.	45
4.2. Comparación de los índices de desempeño hallados en experimentación.	46

Introducción

El sistema de frenado antibloqueo ABS (Antilock-Braking-System) es un sistema de seguridad activa [2] que es desarrollado para la industria automotriz y ha sido incluido en varias gamas de vehículos (como el que es mostrado en la figura 1) desde el año de 1978 (una época en la que fue presentado en la ciudad de Stuttgart en agosto de ese mismo año por la firma alemana Mercedes-Benz en colaboración con BOSCH [1]) con el propósito de garantizar la estabilidad y el control de la dirección de la unidad motora en momentos inesperados de frenado común o de emergencia. En otras palabras, el ABS a través de su algoritmo de control programado para ejecutar una secuencia de frenado no abrupto, ni proporcional (debidamente aplicado en cada rueda), es capaz de disminuir rápidamente la velocidad del automóvil sin bloquear los neumáticos. De este modo se evita que el vehículo se “deslice” o “patine” (pérdida de control) sobre la carretera o cualquier otra área de contacto superficial y se obtenga, como resultado, la capacidad de dirigir la unidad motora durante la operación del frenado antibloqueo.



Figura 1: Prueba de manejo comparativa de la efectividad del ABS con unidad Mercedes-Benz Clase-S; fue un modelo producido desde 1972 hasta 1980 [1].

Así, algunas ventajas significativas de poseer un sistema de seguridad a bordo en el automóvil frente a uno que no lo tiene, son las siguientes:

1. Ocurre una disminución rápida de la velocidad de avance del vehículo.

2. La distancia y el tiempo de frenado se minimizan.
3. Se salvaguarda la integridad de los ocupantes.
4. Se mantiene la máxima adhesión de las ruedas con la superficie de contacto, sin importar la condición de esta; donde algunos ambientes de aplicación suelen ser en el suelo seco, mojado, arenoso, pastoso, etc.
5. Se puede maniobrar la unidad motora sin mucha dificultad para esquivar posibles obstáculos.
6. Se puede combinar con otros sistemas de seguridad activa en el automóvil, por ejemplo, el programa electrónico de estabilidad (ESP) o el sistema de control de tracción (TCS) [2].

Actualmente en México, existe una ley (aprobada el 25 de noviembre de 2015 [3]) que está dirigida a proteger los intereses del consumidor y, donde el efecto a nivel obligatorio, es la inclusión del ABS en todos los vehículos nuevos que se comercializan dentro del país. Por otro lado, este sistema de seguridad también puede ser referido como un conjunto simplificado de 11 elementos (ubicados en la figura 2) que están interconectados entre sí para conseguir detener el movimiento de las ruedas sin bloquearlas, siendo:

- | | | |
|------------------------------------|-------------------------|---------------------------------|
| 1. Pedal de freno. | 5. Línea de freno. | 9. Unidad hidráulica. |
| 2. Reforzador. | 6. Manguera de freno. | 10. Unidad de control (UC) ABS. |
| 3. Cilindro maestro. | 7. Mordaza. | |
| 4. Depósito del líquido de frenos. | 8. Sensor de velocidad. | 11. Señal de peligro ABS. |

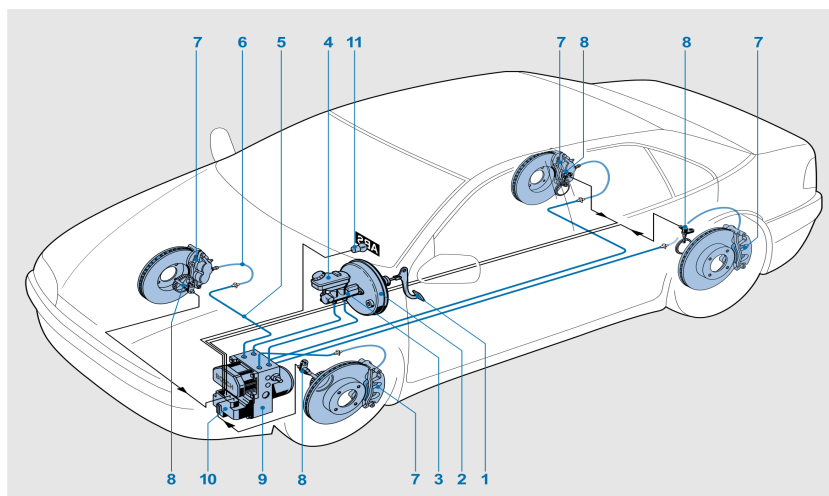


Figura 2: Interconexiones del ABS en el automóvil [2].

Sin embargo, en los equipos de pruebas que miden el desempeño del ABS en el laboratorio [7] no contemplan todas estas partes mencionadas y, con el objeto de analizar la dinámica del ABS en el automóvil, es de utilidad solo se considerar a aquellos dispositivos (listado 1) que son necesarios para crear un sistema (planta) que represente un cuarto de la dinámica de frenado antibloqueo.

- | | |
|-------------------------|--------------------------------|
| 1. Mordaza. | 3. Unidad hidráulica. |
| 2. Sensor de velocidad. | 4. Unidad de control (UC) ABS. |

En términos generales, la construcción de un equipo de estas características sirve para analizar cuantitativamente y con base en los resultados extraídos de las pruebas empíricas de tiempo real (figura 3), como aprovechar y controlar el fenómeno de deslizamiento a favor de producir las fuerzas de fricción necesarias para detener el avance del neumático lo más pronto posible y sin bloquearlo.

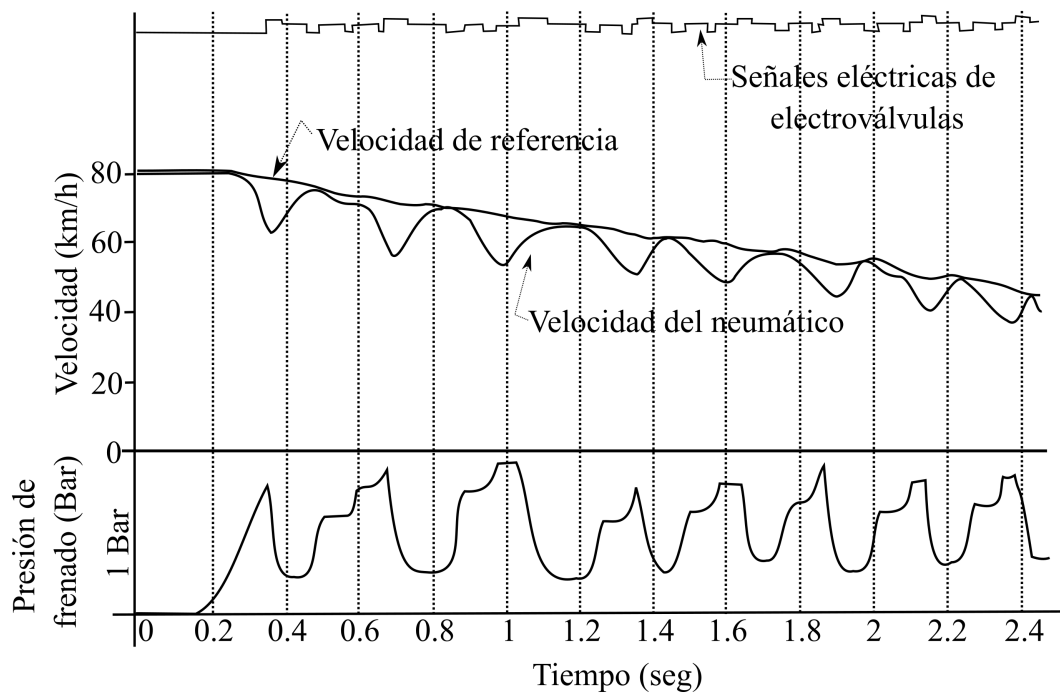


Figura 3: Ejemplo ilustrativo de una visualización de señales recabadas durante una prueba de frenado con ABS [4].

Motivación y antecedentes

En el mundo automotriz de hoy en día y con la actualización reciente de la legislación en materia de seguridad de los conductores en México [3], se ha avanzado a favor de la disminución y prevención de accidentes automotrices que pueden ocurrir en la conducción a exceso de velocidad o en eventos fortuitos donde se requiere la detención del automóvil sin perder la capacidad de dirigir la unidad motora. A partir de este hecho, el sistema de frenado antibloqueo (ABS) se convierte en una oportunidad de estudio para el área de control automático porque, a través de la implementación de algoritmos de control PID [27], PID no-lineal [27], PI [24]-[17], Super twisting [24], control equivalente [24], adaptativo por modos deslizantes [11], por modos deslizantes (SMC) [15] y Redes neuronales [14], se experimenta la manera controlada de frenar (una rueda-neumático) para que se generen las fuerzas de fricción correspondientes al deslizamiento λ del 20% [27]-[24]-[17]-[15]-[14], ya que en este porcentaje es en donde se encuentra el límite entre zona de deslizamiento estable e inestable [2]. Por ello, la comparación de resultados [15]-[24]-[17] en la experimentación de tiempo real y en la simulación del modelo dinámico del equipo ABS de INTECO [12], permite validar y evaluar el rendimiento de técnicas de control por medio de la obtención de los índices de desempeño (distancia de frenado, torque de frenado, error de seguimiento de λ_d [14]) más destacados del sistema o en alguna técnica de control [17]-[27] con diferentes parámetros configurados, que aseguran la correcta emulación de un sistema de seguridad a bordo ABS convencional.

Planteamiento del problema

Generar una secuencia de activación y desactivación de la mordaza del sistema de frenos (como la que muestra resultados ideales en la figura 4) para que, de esta manera, se aproveche al máximo el coeficiente de adhesión existente entre la región de contacto de la rueda con el suelo sin llegar al nivel de bloqueo, esto es:

Establecer la secuencia cíclica en la UC: 1. Activación \Rightarrow 2. Liberación \Rightarrow 3. Repetición

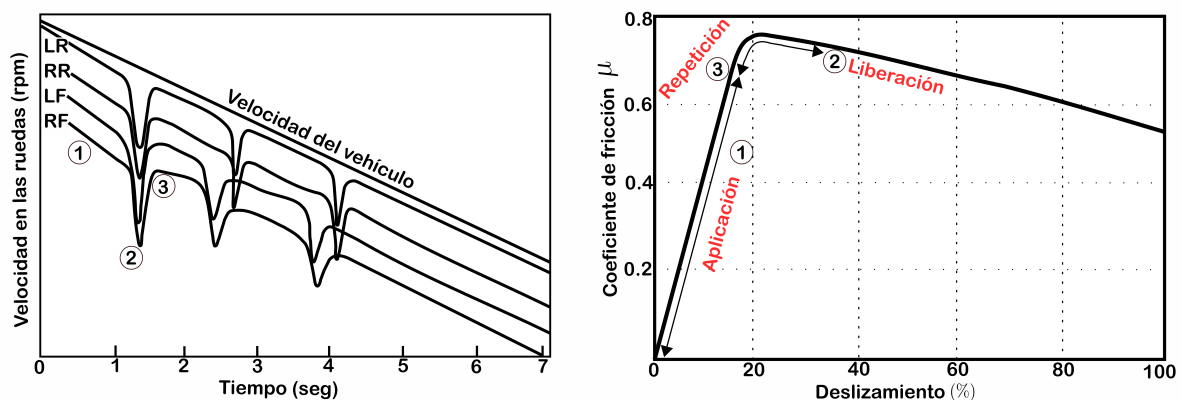


Figura 4: Gráficas ideales de las respuestas del ABS en la implementación de la secuencia propuesta [5]. Donde: *LR*, *RR*, *LF*, *RF* se refieren a las ubicaciones de los neumáticos como *Left-Rear*, *Right-Rear*, *Left-Front*, *Right-Front*, respectivamente.

Hipótesis

El uso de conmutaciones controladas de la mordaza de frenos que producen valores iguales o inferiores al 25% de deslizamiento ($\lambda \leq 25\%$), conducen a ocasionar grandes cantidades de fricción que detienen a la rueda-neumático de manera gradual.

Objetivos

Objetivo general

Simular e implementar algoritmos de control en el ABS de INTECO que, basados en un punto de consigna en común, ejecuten la secuencia de frenado establecida.

Objetivos específicos

- Ejecutar la puesta en marcha del banco de laboratorio de INTECO (Enlazado al entorno de MatLab/Simulink R2013b).
- Simular 6 algoritmos de control reportados en distintas literaturas, a saber, técnicas de control Relay “On-Off”, Relay + saturación, PI, PID, ley de estructura variable y no lineal basado en observador de estado + saturación.
- Comparar gráficamente las respuestas de los diferentes algoritmos de control implementados.
- Implementar los algoritmos de control propuestos, en tiempo real, a través del banco de pruebas de INTECO.
- Emular una situación de frenado antibloqueo real a través de la implementación de la acción de control PID en el equipo de laboratorio.

Justificación

La presente investigación académica tendrá un impacto académico en el área de control automático y en la comunidad estudiantil de ISA (Ingeniería en Sistemas Automotrices) al proporcionar una fuente de consulta de los fundamentos, pruebas, resultados y las consideraciones que se obtuvieron del equipo ABS de laboratorio. En consecuencia, se incentivará al lector a diseñar sistemas de seguridad desde el enfoque de adaptación del ABS tanto para aplicaciones de micro movilidad como a los medios de transporte convencionales y así cumplir con los términos de la ley que se mantienen vigentes en la norma NOM-194-SCFI-2015 [3].

Capítulo 1

Estado del arte

1.1. Preliminares

El control automático es una de las áreas de la ingeniería moderna que hace uso de modelos matemáticos, desarrollados a partir de la identificación de las ecuaciones diferenciales (ED) que rigen a una planta, para analizar el comportamiento dinámico de cualquier sistema (ya sea mecánico, eléctrico, térmico, etc.) que cambia con el tiempo en respuesta a estimulaciones externas [6]. Por lo que, este tratamiento matemático, se hace con el fin de predecir y controlar las variables físicas (respuestas del sistema) cuando este se ve afectado tanto por acciones deseadas (señales de referencia) como otras que son emergentes (perturbaciones) de manera interna o externa. Así, el análisis matemático y numérico constituyen la primera aproximación que se diseña en un entorno digital de bloques (Simulink) capaces de simular la realidad en cuestión de segundos. En consecuencia, si los resultados obtenidos de la simulación cumplen con los requisitos de diseño, entonces se puede hacer la implementación del algoritmo de control en el sistema físico que se quiere controlar.

1.2. Funcionamiento del ABS

La operación del sistema de frenado antibloqueo ABS (desde el enfoque de control automático), se soporta mediante el diagrama a bloques de la figura 1.1 para ejemplificar su funcionamiento. En donde, se puede inferir rápidamente que la UC aplica acciones tanto de lectura (decodificación de señales provenientes del sensor de velocidad) como de escritura (envío de señales que afectan el estado de las electroválvulas que incorpora la unidad hidráulica) con el objeto de mantener el grado de deslizamiento λ en el intervalo definido que va desde el 15 % hasta un 30 % de resbalamiento deseado como en la figura 1.2 [7]. Secuencialmente, este proceso de frenado inicia con la medición de la razón de cambio de la posición angular de la rueda respecto al tiempo a través de un sensor (del

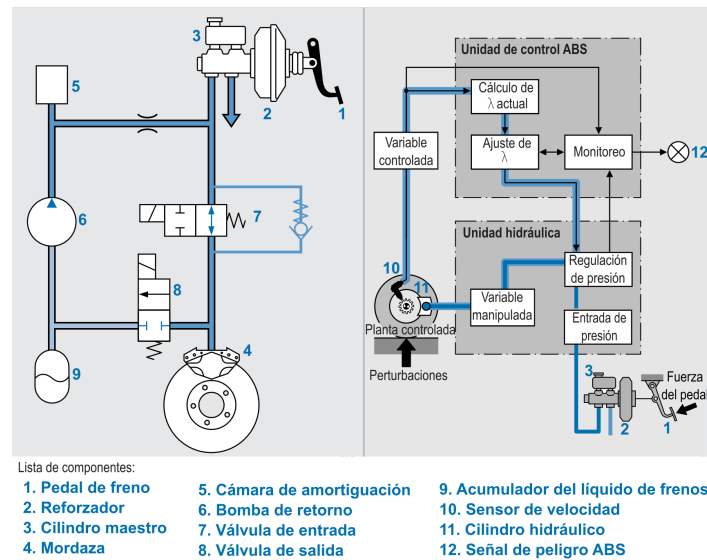


Figura 1.1: Principio del funcionamiento hidráulico (lado izquierdo) y lazo de control del ABS (lado derecho) en el automóvil de acuerdo con la corporación BOSCH [2].

tipo activo; dispositivo 10 de la figura 1.1) que logra captar los estímulos magnéticos emitidos por el anillo multipolar acoplado en la rueda del neumático [2].

Después, la UC utiliza esta información para calcular dos tipos de velocidad: la velocidad de avance del vehículo (v_2) y del neumático (v_1). De esta forma, es posible realizar el monitoreo continuo de la variación del deslizamiento λ (mediante la evaluación de la ecuación 1.1) entre la llanta y el área de contacto.

$$\lambda = \frac{v_2 - v_1}{v_2} \quad (1.1)$$

Una vez que la UC ha procesado y realizado los ajustes de λ de acuerdo con el nivel de profundidad del pedal de freno (referencia de velocidad) en su algoritmo de control almacenado en la UC (figura 1.1), entonces es el momento en el que esta computadora le envía indicaciones a la unidad hidráulica para que conmute entre tres estados de aplicación de la presión (como se indica el principio de funcionamiento en la figura 1.1) en el cilindro hidráulico de la mordaza y que tendrá, como consecuencia, controlar la velocidad a la que gira el disco de freno (elemento 11 de la figura 1.1).

De manera gráfica en la figura 1.2, estas acciones de incremento, disminución o aplicación de una presión constante sirven para garantizar el rango de operación del deslizamiento de las ruedas en la región que es caracterizada por aprovechar el valor máximo del coeficiente de fricción dinámico, μ_p , y reducir la velocidad de avance del vehículo de forma gradual. Sin embargo, si la acción de frenado ABS supera los límites recomendados, entonces el deslizamiento de las ruedas producirá valores que son próximos a μ_s y, también, algo parecido podría ocurrir en la acción de frenado inmediato, si la respuesta del ABS lleva a λ a tomar valores debajo del acotamiento anteriormente sugerido [2]-[5].

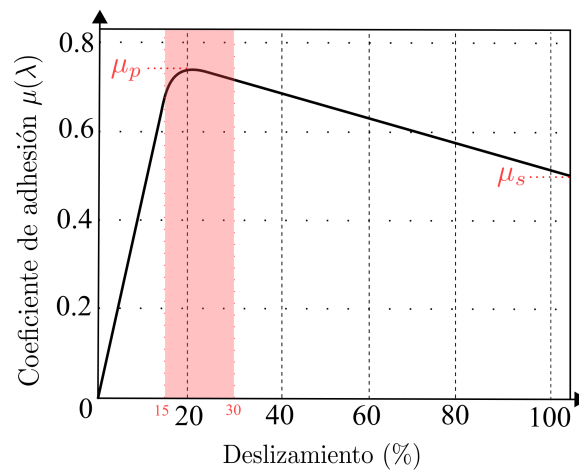


Figura 1.2: Gráfica que ilustra el rango de deslizamiento preferido para producir los valores de adhesión cercanos al punto más alto del coeficiente de fricción (μ_p) [5].

1.3. Sistema INTECO

El sistema de frenado antibloqueo de laboratorio (de la marca INTECO) es un equipo de pruebas en el que se pueden implementar experimentos de tiempo real, de forma controlada y desde un equipo de cómputo personal que se encuentre enlazado con una licencia de MatLab/Simulink R2013a (figura 1.3).

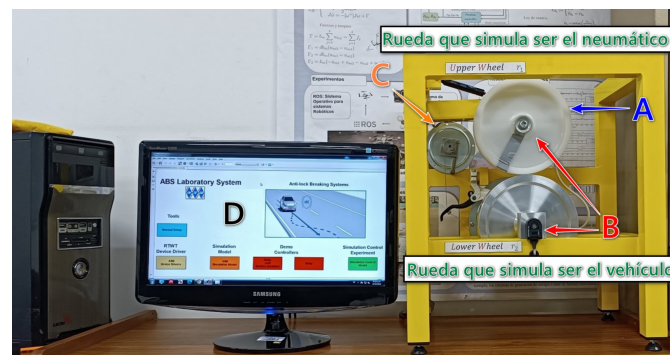


Figura 1.3: Sistema INTECO enlazado al entorno MatLab/Simulink y preparado para ejecutar algoritmos de control ABS.

De acuerdo con lo anterior, se puede notar que el sistema INTECO cumple con los elementos necesarios para representar 1/4 de la dinámica de frenado antibloqueo del automóvil, esto es, por medio de las siguientes equivalencias de sus componentes contra los de un ABS real (figura 1.1), estas son:

1. Mordaza: Se encuentra adaptada a la rueda solida de color blanco para interactuar con el disco de freno (ubicación *A* de la figura 1.3).

2. Sensor de velocidad: Ambas ruedas del sistema experimental tienen acopladas en el centro de su circunferencia un sensor digital (ubicación *B* de la figura 1.3), modelo HEDM-5505#J06 [20], capaz de medir hasta 30,000 *rpm* y con una resolución de 0.175° en cada dispositivo.
3. Unidad hidráulica: Los diseñadores de este sistema ABS no incluyeron una unidad de este tipo. Sin embargo, es sustituida por un motor (ubicación *C* de la figura 1.3) de corriente directa, modelo GPN9 de alto torque [21], que se usa para aplicar el torque de frenado M_1 de acuerdo con la intensidad de la señal de control u y que puede variar desde un 0% hasta el 100% de aplicación o que el actuador se active si y solo si: $M_1 = [0, 1]$.
4. Unidad de control: El procesamiento de señales, tanto de entrada como de salida en el controlador, son gestionadas por el equipo de cómputo personal (ubicación *D* de la figura 1.3) de acuerdo con el algoritmo de control diseñado en Simulink y a partir de la plantilla desarrollada por el fabricante como “prueba demostrativa” [12].

Aunado a esto, la descripción de los elementos que se enfocan a emular la acción de frenado longitudinal ABS son:

1. **Rueda que emula ser el vehículo** en la figura 1.3: Esta rueda metálica es también llamada “Rueda-auto carretera” y tiene la capacidad para llevar el movimiento circular de la rueda superior desde un estado de reposo hasta una velocidad máxima de 1500 *rpm* o 55.98 *km/h* (velocidad recomendada por seguridad en las pruebas y transmitida por el motor CD de alto torque acoplado a ella [21]). En ese preciso momento, al alcanzar las condiciones iniciales establecidas en el sistema, la rueda-auto carretera comienza a girar libremente (el motor de la rueda se apaga y la etapa de frenado ABS se activa) y, a partir de su velocidad tangencial, a simular la velocidad que llevaría un automóvil sobre el trayecto, así como, las propiedades físicas de la carretera a través del contacto puntual con la rueda-neumático.
2. **Rueda que simula ser el neumático** en la figura 1.3: Esta circunferencia de polímero (aproximadamente igual en radio a la rueda inferior) permite emular la dinámica de frenado ABS de un neumático real, siempre y cuando, se consideren las observaciones de los apéndices A y B.

Por otra parte, los dispositivos [12] que complementan el funcionamiento electrónico y de potencia del ABS son:

1. Fuente de poder (figura 1.4): Este sistema de suministro de potencia amplifica las señales que son enviadas desde el equipo de cómputo personal y, también, tiene la capacidad de acondicionar las señales enviadas por los sensores hacia el computador en un formato de 16 bits.



Figura 1.4: Fuente de poder vista desde el panel de conexiones (B=Brake; M=Motor; Em=Emergency; Enc=Encoder; C=Controller).

2. Tarjeta de adquisición de datos (RT-DAC4/PCI) (figura 1.5): Esta tarjeta esta dedicada a recopilar información (de los sensores de velocidad) y controlar los motores de alto torque a través de la gestión electrónica de la placa, Xilinx FPGA chip, que contiene en su interior.
3. Botón de paro de emergencia (figura 1.5): Este dispositivo se mantiene conectado en todo momento a la fuente de poder para que, si se presenta alguna anomalía durante la operación normal del sistema, al presionarlo se corte el suministro de energía de los actuadores.



Figura 1.5: Tarjeta de adquisición de datos (lado izquierdo) y botón de emergencia (lado derecho).

1.4. Tipos de control

En la actualidad, existe una gran variedad de técnicas y teorías de control que llevan al controlador (en cuestión) a reducir, en la medida de lo posible, el error entre el valor deseado y la salida del sistema. Por lo tanto, la configuración del lazo cerrado (figura 1.6) en la que se basa la simulación y experimentación, sirve para validar un total de 6 algoritmos de control (3 propuestos y 3 complementarios) aptos para controlar el grado de deslizamiento λ . De esta forma, los controladores que buscan ser intercambiados en el lazo de control (para su posterior comparación sobre la calidad de seguimiento), se distinguen por la manera en la cual producen una señal de control u y, en donde, sus características principales son las siguientes:

Control por Relay (“Encendido/Apagado”) [18]-[19]-[32]

- El nombre del controlador “Relay” proviene de los antiguos relevadores electromecánicos y de los interruptores convencionales/industriales de dos posiciones. Así, algunos ejemplos de aplicación se encuentran en dispositivos que pueden alcanzar estados máximos/mínimos, de encendido/apagado o incluso ejecutar acciones para abrir/cerrar dispositivos.
- Es bastante simple de construir un sistema realimentado y con un bajo costo en la construcción del sistema de control.
- El controlador tiene la limitación de que a una baja frecuencia de conmutación no reduce la magnitud del error hasta un valor aceptable, sin embargo, a una alta frecuencia de operación las oscilaciones (en la salida del sistema) son muy próximas a cero y que, a su vez, desgastan la vida útil del actuador.
- Debido a los cambios instantáneos que son causados a la salida, es también conocida esta técnica como “discontinua” o de “estructura variable”.
- A partir de su acción de control “Encendido/Apagado” (modo comparativo), surge otra variante (modo de frecuencia) que se encarga de mejorar la precisión y la calidad de la señal de control, más aún, si se hace una combinación de estas dos acciones se puede hallar un nuevo tipo de controlador que es llamado modo híbrido.
- No requiere de una sintonización para funcionar.

Control por saturación [23]

- Su aplicación se extiende a controladores lineales y no lineales.
- Efectivo para restringir la amplitud de la señal de control u 3.4 (causada por la acumulación del error $e(t)$).

- Mejora la calidad de las respuestas de un sistema al no llevar a su actuador hasta experimentar un funcionamiento con las máximas capacidades de operación (degradación del sistema).
- Requiere de la definición adecuada de un intervalo de operación para no desatar un comportamiento, en el sistema de control realimentado, en lazo abierto.

Control por “PID” [6]-[19]-[17]-[18]-[27]-[33]

- En la práctica el algoritmo de control PID es el más usado para controlar diversas plantas que requieren de una acción de control continua.
- Existe una ingente cantidad de controladores (en el orden de billones) en diferentes sistemas, plantas industriales, autos, trenes, aviones, etc.
- Normalmente los parámetros que configuran al controlador PID (así como los controladores que surgen por separado o en combinación: PI, IP, PD, etc.) son hallados tras la aplicación de un método de sintonización (desarrollado principalmente para sistemas de primer orden con retardo).
- Mediante la utilización de las reglas de sintonía (Ziegler-Nichols, Cohen and Coon, Chien, etc.) es posible adquirir una aplicación de un sistema de control realimentado sin mayor exploración de los principios de funcionamiento.

Control por “Modos deslizantes” [15]-[22]-[30]

- Es una técnica de control no lineal que posee llamativas propiedades de precisión, robustez y una fácil sintonización de ganancias e implementación.
- El diseño es bastante simple, ya que implica ejecutar dos etapas. La primera parte consiste en diseñar una “superficie deslizante” que cumpla con las especificaciones de diseño. La segunda parte se encarga de la selección de una ley de control que convierta a la superficie deslizante atractiva para los estados del sistema.
- En el momento en que las trayectorias se encuentran deslizando sobre la superficie deslizante, el sistema en lazo cerrado se vuelve totalmente insensible a las incertidumbres paramétricas y a las perturbaciones externas.
- Utiliza una alta velocidad de conmutación la ley de control que lleva las trayectorias del estado de la planta no lineal hacia una superficie elegida por el usuario para todo el tiempo subsecuente.

Control “No lineal” (algoritmo innovador) [26]-[36]

- La simplicidad de su adaptación (a bajo costo) permite introducir este tipo de controlador en diferentes aplicaciones: convertidores de potencia, procesos químicos, control de la velocidad en motores, etc.
- Ofrece un alto rechazo de perturbaciones en el sistema.
- Esta técnica de control no depende de un modelo matemático de alta resolución para su implementación; por lo que puede adaptarse a diversos sistemas.
- Normalmente, en la respuesta transitoria del sistema (gobernado con este controlador) no presenta una sobreelongación que debilite el rendimiento del lazo.
- Requiere de un ajuste de ganancias para obtener un funcionamiento de la planta robusto e inherente a las perturbaciones externas e internas.
- El principio de la acción de control está basado en dos propuestas de la teoría de control moderna: la idea de forma canónica y la de observador de estado.

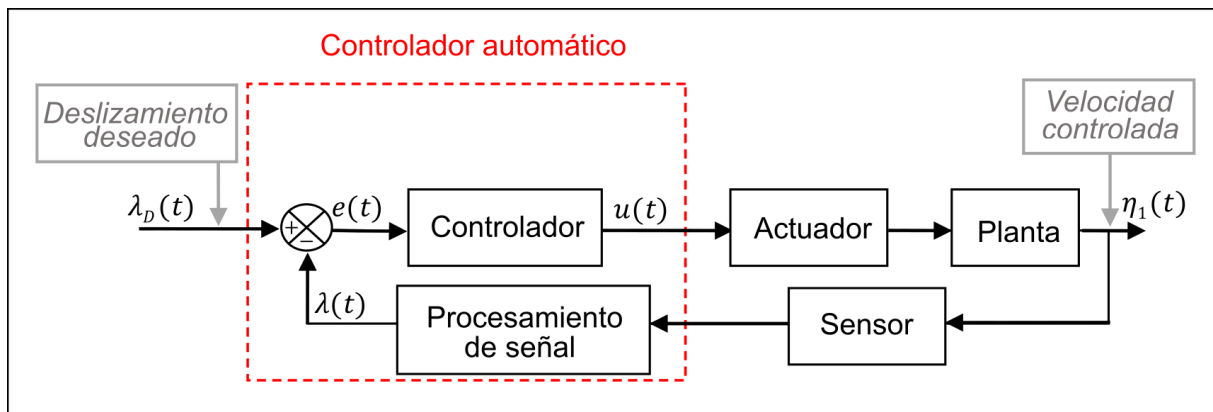


Figura 1.6: Diagrama de bloques del ABS en lazo cerrado, formado por un controlador automático, actuador, sensor y una etapa de procesamiento de señal [19].

Capítulo 2

Sistema INTECO: modelado y simulación

2.1. Modelado matemático

El fabricante INTECO proporciona un modelo matemático que es utilizado en la implementación de los controladores propuestos y ligeramente modificado para construir un nuevo entorno de simulación que se puede ejecutar en versiones actualizadas de MatLab/Simulink (R2022b) o a través del servidor web de MatLab. Dicho modelo, también está disponible en el manual de usuario del ABS [12] y en la simulación demostrativa del equipo (diseñada para ejecutarse en versiones anteriores a MatLab/Simulink R2013a) y que, a pesar de los efectos físicos no modelados (expuestos en el apéndice B), las respuestas del sistema halladas en la simulación son razonables. Por consiguiente, para comenzar con el proceso de modelado, se define un conjunto de variables en la tabla 2.1 más otras cantidades que son también parámetros del sistema.

Tabla 2.1: Parámetros del modelo matemático.

Nombre	Descripción	Unidad	Valor
η_1	Velocidad angular de la rueda superior	rad/s	
η_2	Velocidad angular de la rueda inferior	rad/s	
M_1	Torque de frenado	$N \cdot m$	
r_1	Radio de la rueda superior	m	0.0995
r_2	Radio de la rueda inferior	m	0.0990
L	Distancia desde el punto A hasta P	m	0.370
φ	Ángulo entre la línea L y la fuerza normal	$^\circ$	65.61
J_1	Momento de inercia de la rueda superior	$kg \cdot m^2$	7.5281×10^{-3}
J_2	Momento de inercia de la rueda inferior	$kg \cdot m^2$	25.603×10^{-3}
d_1	Coefficiente de fricción viscosa de la rueda superior	$kg \cdot m^2/s$	1.2×10^{-4}
d_2	Coefficiente de fricción viscosa de la rueda inferior	$kg \cdot m^2/s$	2.25×10^{-4}
M_{10}	Fricción estática de la rueda superior	$N \cdot m$	0.0032
M_{20}	Fricción estática de la rueda inferior	$N \cdot m$	0.093
M_g	Torque gravitacional	$N \cdot m$	19.6181
F_N	Fuerza normal	N	
F_r	Fuerza de fricción	N	
λ	Deslizamiento		
$\mu(\lambda)$	Coefficiente de fricción dinámico		
u	Señal de control		

Al mismo tiempo, se presenta el diagrama de cuerpo libre en la figura 2.1 para referirse a las fuerzas que son concurrentes en el punto P (mostrado en la figura 2.2), F_N y F_r , así como, los momentos provocados por el giro de los cuerpos rígidos y la adición del torque de frenado al activar el ABS.

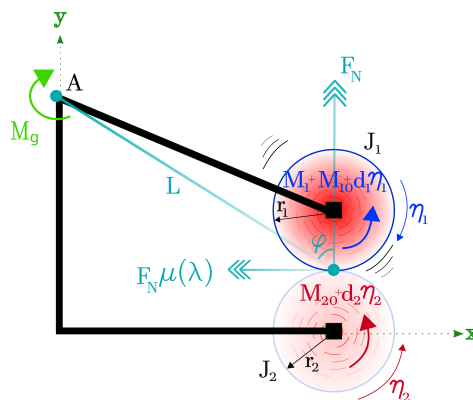


Figura 2.1: Diagrama de cuerpo libre del ABS [12].

También, en este análisis se consideran a los momentos como positivos en el diagrama de cuerpo libre cuando su sentido de giro coincide con el de las manecillas del reloj.

Luego, el fenómeno de deslizamiento (ecuación 1.1), para este caso, se redefine como la diferencia relativa entre velocidades de las ruedas del ABS [12] y que puede ocasionar, según el sentido de giro, los siguientes casos [11]:

$$\lambda := \begin{cases} \frac{r_2\eta_2 - r_1\eta_1}{r_2\eta_2}, & r_2\eta_2 > r_1\eta_1, & \eta_1 > 0, \eta_2 > 0 \\ \frac{r_1\eta_1 - r_2\eta_2}{r_1\eta_1}, & r_1\eta_1 > r_2\eta_2, & \eta_1 > 0, \eta_2 > 0 \\ 1, & \eta_1 \leq 0 \text{ y } \eta_2 > 0 \quad \text{o} \quad \eta_1 > 0 \text{ y } \eta_2 \leq 0 \end{cases} \quad (2.1)$$

Donde:

- En el tercer caso cuando $\lambda = 1$, se indica que alguna de las dos ruedas se ha bloqueado totalmente o se ha llegado a producir el 100% de deslizamiento entre ellas.

Continuando con el proceso, se definen las variables auxiliares del modelo que aproximan las curvas de velocidad η_1 y η_2 a no tomar valores negativos en las respuestas de velocidad del sistema. Estas son:

$$s = \text{sign}(\eta_2 - \eta_1) \quad (2.2a)$$

$$s_1 = \tanh(\eta_1) \quad (2.2b)$$

$$s_2 = \tanh(\eta_2) \quad (2.2c)$$

Con la aplicación de la segunda ley de Newton [16] para el movimiento circular de la rueda superior del sistema (mostrada en la figura 2.1), se produce:

$$J\alpha = \sum M \quad (2.3)$$

$$J_1\dot{\eta}_1 = F_r r_1 s - d_1 \eta_1 - s_1 M_{10} - s_1 M_1 \quad (2.4)$$

$$J_1\dot{\eta}_1 = F_N \mu(\lambda) r_1 s - d_1 \eta_1 - s_1 M_{10} - s_1 M_1 \quad (2.5)$$

Donde:

- $\sum M$ Determina el momento resultante.
- J Es el momento de inercia.
- α Es la aceleración angular.

Además, en este modelo se hace la suposición de que la fuerza de fricción cinética es proporcional a la fuerza normal mediante el coeficiente de fricción dinámico $\mu(\lambda)$.

Ahora, aplicando la ecuación 2.3 a la rueda inferior, se tiene:

$$J_2\dot{\eta}_2 = -F_N\mu(\lambda)r_2s - d_2\eta_2 - s_2M_{20} \quad (2.6)$$

Por otra parte, se hace uso de la figura 2.2 para hallar la magnitud de F_N tras la identificación de los momentos con respecto al punto A, por tanto:

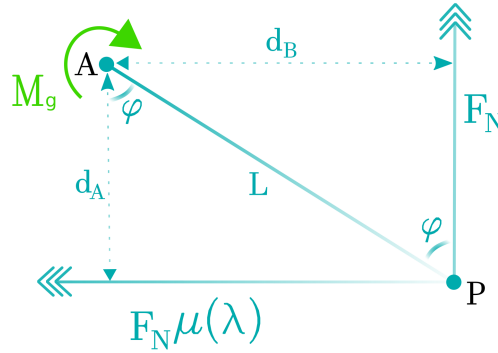


Figura 2.2: Fuerzas que producen momentos con respecto al punto A.

$$M_B = -F_N \cdot d_B \quad (2.7)$$

$$M_A = F_N\mu(\lambda) \cdot d_A \quad (2.8)$$

Donde:

- d_A Es la distancia perpendicular desde el punto A hasta la línea de acción de F_N .
- d_B Es la distancia perpendicular desde el punto A hasta la línea de acción de F_r .

$$M_B = -F_N \cdot (L\text{sen}(\varphi)) \quad (2.9)$$

$$M_A = F_N\mu(\lambda) \cdot (L\text{cos}(\varphi)) \quad (2.10)$$

Así:

$$M_A + M_B + M_g = -s_1M_1 - s_1M_{10} - d_1\eta_1 \quad (2.11)$$

$$F_N\mu(\lambda) \cdot (L\text{cos}(\varphi)) - F_N \cdot (L\text{sen}(\varphi)) + M_g = -s_1M_1 - s_1M_{10} - d_1\eta_1 \quad (2.12)$$

$$F_N L(\text{sen}(\varphi) - \mu(\lambda)\text{cos}(\varphi)) = M_g + s_1M_1 + s_1M_{10} + d_1\eta_1 \quad (2.13)$$

$$\therefore F_N = \frac{M_g + s_1M_1 + s_1M_{10} + d_1\eta_1}{L(\text{sen}(\varphi) - \mu(\lambda)\text{cos}(\varphi))} \quad (2.14)$$

Reescribiendo las ecuaciones 2.5 y 2.6 con la inclusión de 2.14, se tiene:

$$\therefore J_1 \dot{\eta}_1 = \left(\frac{M_g + s_1 M_1 + s_1 M_{10} + d_1 \eta_1}{L(\text{sen}(\varphi) - \mu(\lambda) \cos(\varphi))} \right) \mu(\lambda) r_1 s - d_1 \eta_1 - s_1 M_{10} - s_1 M_1 \quad (2.15)$$

$$\therefore J_2 \dot{\eta}_2 = - \left(\frac{M_g + s_1 M_1 + s_1 M_{10} + d_1 \eta_1}{L(\text{sen}(\varphi) - \mu(\lambda) \cos(\varphi))} \right) \mu(\lambda) r_2 s - d_2 \eta_2 - s_2 M_{20} \quad (2.16)$$

Dada la extensión de las ecuaciones 2.15 y 2.16 , es posible simplificarlas por medio de las siguientes definiciones:

$$S(\lambda) = \frac{\mu(\lambda) s}{L(\text{sen}(\varphi) - \mu(\lambda) \cos(\varphi))} \quad (2.17)$$

$$\mu(\lambda) = \frac{w_4 \lambda^p}{a + \lambda^p} + w_3 \lambda^3 + w_2 \lambda^2 + w_1 \lambda \quad (2.18)$$

Donde:

- $S(\lambda)$ Es una función característica del sistema [12].
- $\mu(\lambda)$ Es una función experimental y desarrollada por INTECO (figura 2.3) [12].
- Las constantes de la ecuación 2.18 tienen los siguientes valores:

Tabla 2.2: Constantes de la ecuación 2.18.

Constante	Valor
w_1	-0.04240011450454
w_2	0.00000000029375
w_3	0.03508217905067
w_4	0.40662691102315
a	0.00025724985785
p	2.09945271667129

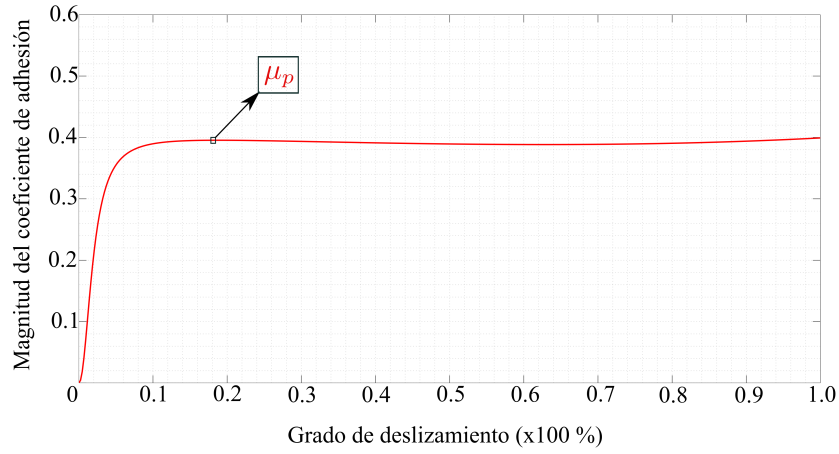


Figura 2.3: Ubicación del valor pico (μ_p) en la gráfica de la función característica $\mu(\lambda)$ [12].

Y agrupaciones:

$$\begin{aligned}
 c_{11} &= \frac{r_1 d_1}{J_1} & c_{21} &= -\frac{r_2 d_1}{J_2} \\
 c_{12} &= \frac{(s_1 M_{10} + M_g) r_1}{J_1} & c_{22} &= -\frac{(s_1 M_{10} + M_g) r_2}{J_2} \\
 c_{13} &= -\frac{d_1}{J_1} & c_{23} &= -\frac{d_2}{J_2} \\
 c_{14} &= -\frac{s_1 M_{10}}{J_1} & c_{24} &= -\frac{s_2 M_{20}}{J_2} \\
 c_{15} &= \frac{r_1}{J_1} & c_{25} &= -\frac{r_2}{J_2} \\
 c_{16} &= -\frac{1}{J_1} & &
 \end{aligned}$$

En definitiva, las ecuaciones diferenciales de primer orden que se obtienen para describir el comportamiento dinámico del sistema son:

$$\dot{\eta}_1 = S(\lambda) (c_{11}\eta_1 + c_{12}) + c_{13}\eta_1 + c_{14} + (c_{15}S(\lambda) + c_{16}) s_1 M_1 \quad (2.19)$$

$$\dot{\eta}_2 = S(\lambda) (c_{21}\eta_1 + c_{22}) + c_{23}\eta_2 + c_{24} + c_{25}S(\lambda) s_1 M_1 \quad (2.20)$$

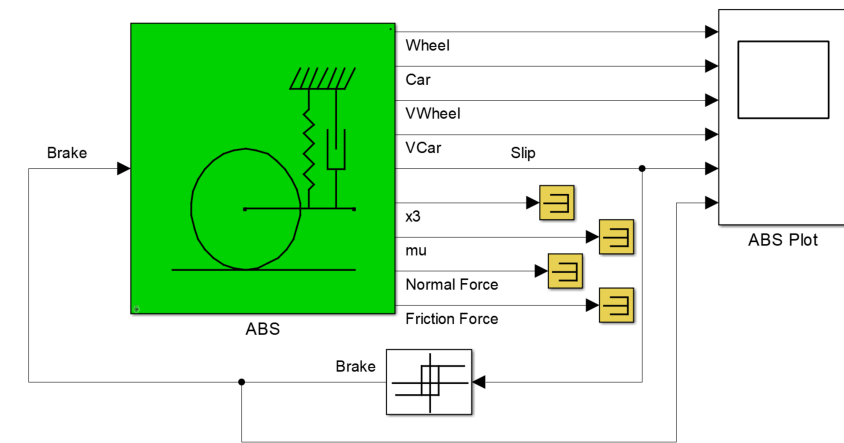
$$\dot{M}_1 = c_{31} (b(u) - M_1) \quad (2.21)$$

- Donde:

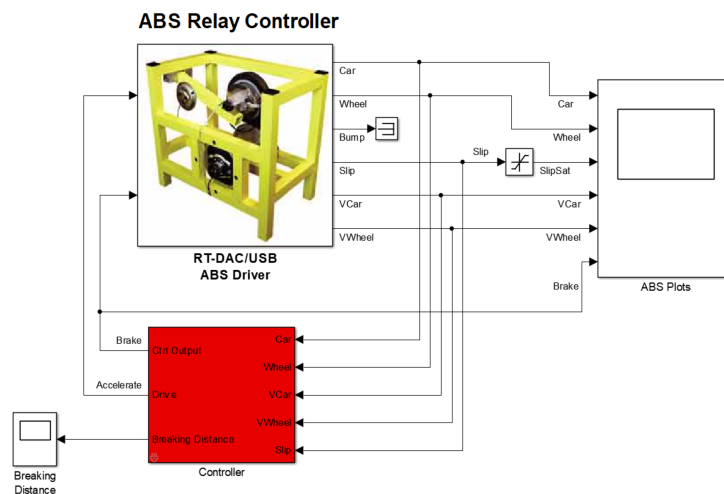
$$b(u) = \begin{cases} b_1 u + b_2, & u \geq u_0 \\ 0, & u < u_0 \end{cases} \quad \text{con : } c_{31} = 20.37, b_1 = 15.24, b_2 = -6.21, u_0 = 0.415$$

2.2. Modificación de las plantillas de prueba

El entorno de simulación de MathWorks (MathLab/Simulink) al ofrecer un software interactivo con la capacidad de resolver ecuaciones diferenciales de cualquier orden, por distintos métodos numéricos y en cuestión de segundos, es elegido por el fabricante del equipo ABS para diseñar y probar el rendimiento de controladores sujetos a controlar el sistema tanto en el nivel de simulación como de experimentación. Entonces, a partir de las plantillas de prueba instaladas en un equipo de cómputo (figura 2.4) se comenzó con el diseño y puesta en marcha de los algoritmos de control.



(a) Ambiente de simulación del modelo dinámico del sistema.



(b) Ambiente de experimentación en tiempo real del sistema.

Figura 2.4: Bloques diseñados en MatLab/Simulink R2013a por INTECO [12].

En donde el bloque verde “S-Function” de la figura 2.4 contiene el modelo matemático de la planta (ecuaciones 2.19) y cuyo código fuente se puede consultar en el apéndice F.1.

De este modo, el primer algoritmo de control que se implementó como experimento inicial en las plantillas del fabricante (figura 2.4) es la acción de control de dos posiciones, Relay, en una configuración de lazo abierto que tiende a no reducir el error significativamente por carecer de un punto de comparación entre las variables de entrada y salida del sistema. Por lo tanto, a partir de estas primeras versiones de bloques se crearon nuevos entornos de simulación (figura 2.6) y experimentación (figura 2.5), con el fin de realizar las pruebas pertinentes en el estudio de las respuestas del sistema de frenado antibloqueo.

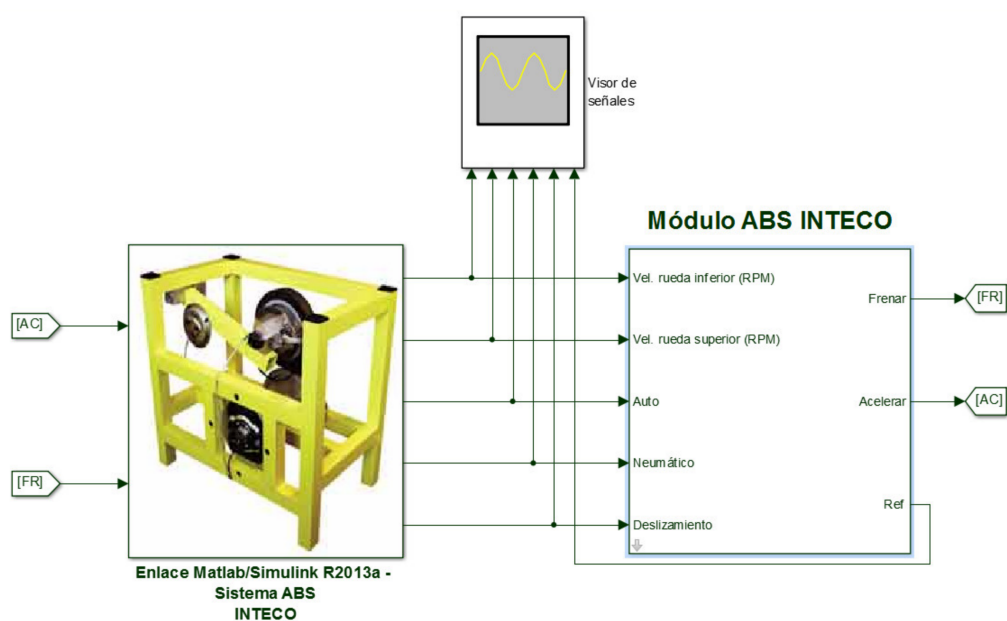


Figura 2.5: Bloques que conforman el entorno actualizado para ejecutar experimentos del control del grado de deslizamiento en tiempo real.

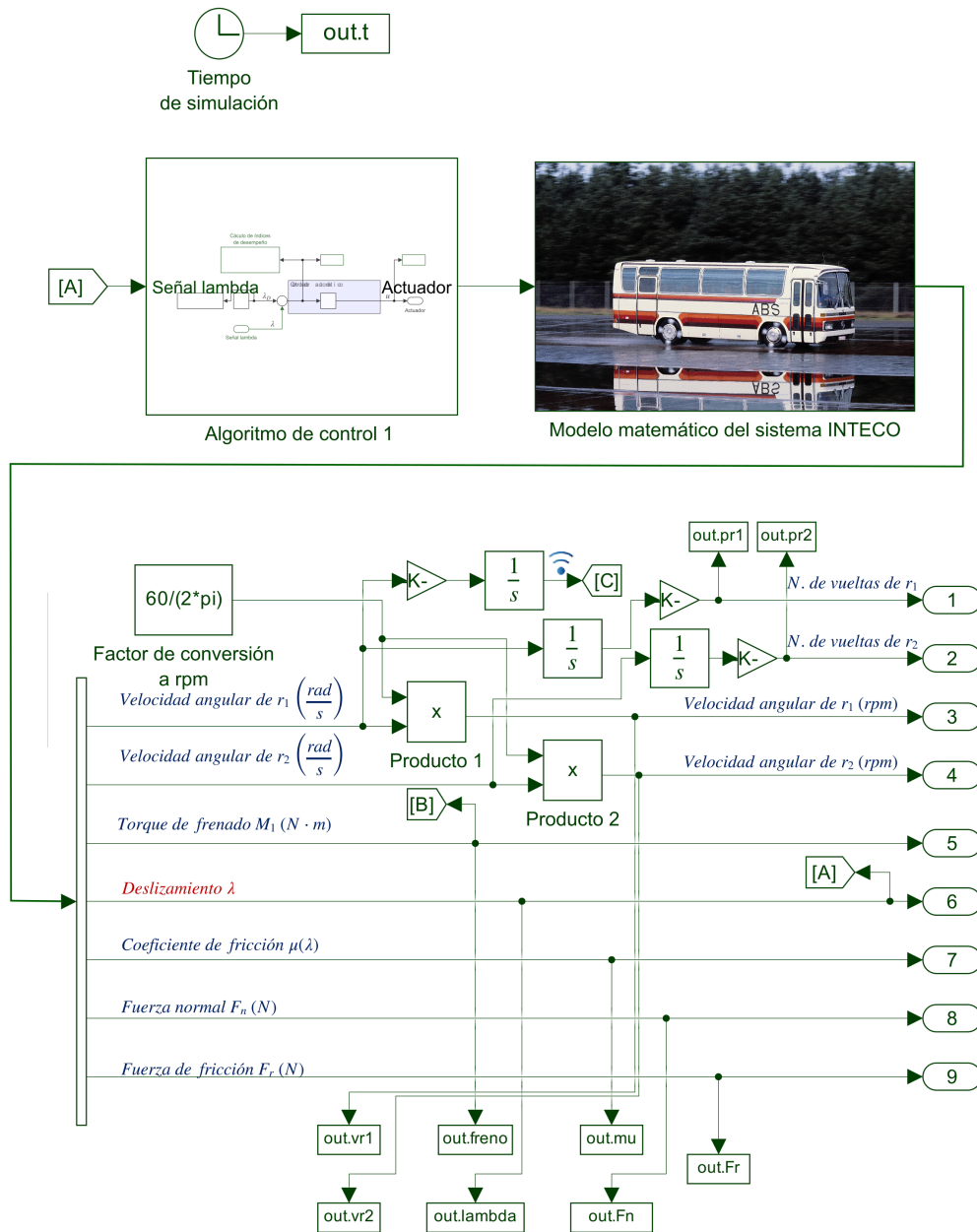


Figura 2.6: Bloques que conforman el entorno actualizado de simulación dinámica del ABS.

Capítulo 3

Comparación de las estrategias de control

3.1. Simulación

En esta sección se presenta la descripción del funcionamiento del sistema con cada controlador adaptado al lazo de control mostrado en la figura 1.6, así como, tres tipos de respuestas transitorias halladas en la simulación del modelo dinámico y que, por medio de las cuales, se pretendió recabar información gráfica de sus comportamientos individuales para su posterior análisis comparativo contra las implementaciones de tiempo real en la máquina de pruebas.

3.1.1. Configuración establecida

La configuración establecida (mencionada en la lista 3.1.1) y cargada en el simulador, fue un factor clave que buscó hacerlo coincidir con la experimentación durante las pruebas de frenado antibloqueo porque, de no ser así, se pudo haber perdido la predicción que hacen las respuestas simuladas sobre el sistema. Así, dicha configuración es la siguiente:

- Solucionador: El método numérico sugerido en el manual de usuario y configurado en Simulink es ode4 (Runge-Kutta).
- Tipo: El tiempo de muestreo fijo es de 1 *ms*.
- Tiempo de simulación: El tiempo necesario para detener el movimiento de la rueda neumático en esta modalidad es de 1.2 *seg*.

- Deslizamiento deseado (λ_d): El valor de la entrada de referencia en el lazo de control de la figura 1.6 es fijado para cumplir con la expectativa de detener la rueda-neumático en el menor tiempo posible y que de acuerdo con las referencias 4-1.2-2.3-[11] se determina que el aprovechamiento del coeficiente de adhesión (valor máximo) surge al considerar la siguiente igualdad:

$$\mu_p(\lambda_d) = \mu_p(0.1875) = 0.3954.$$

- Condiciones iniciales: A través de las curvas solución del modelo (ecuaciones 2.19) se indica que cuando $t = 0$ las velocidades de las ruedas y el torque de frenado comiencen en:

$$1. \eta_1 = 1500 \text{ rpm} \quad 2. \eta_2 = 1500 \text{ rpm} \quad 3. M_1 = 0$$

- Software utilizado: Matlab/Simulink R2022b Update 4 [En línea]

3.1.2. Algoritmos de control propuestos

Estos algoritmos de control simulados son los que, debido a su sencillez y rápida construcción del lazo realimentado, sirvieron de guía para explorar y repetir más algoritmos de control con el mismo modelo dinámico y sin llegar a modificar la plantilla de simulación.

3.1.2.1. Controlador N° 1: Relay “On-Off”

En este primer controlador implementado, se puede notar como la salida del controlador $u(t)$ (figura 3.2) que alimenta al actuador del ABS (de acuerdo con el diagrama 1.6) es una señal que está restringida a permanecer operando continuamente en un valor ya sea máximo o mínimo, por la acción de control asimétrica (ecuación 3.1) del controlador Relay. Así, a través de estas dos posiciones (activación y desactivación de la mordaza), el deslizamiento λ (medido a la salida) trata de mantenerse alrededor del punto de consigna λ_d que produce altas cantidades de fricción y de fuerzas opuestas en el contacto puntal P (figura 2.2) para detener progresivamente la rueda-neumático hasta que la velocidad en ambas ruedas sea cero. De este modo, la curva característica del deslizamiento λ que sigue la referencia λ_D y las velocidades η_1 y η_2 (mostradas en la figura 3.1), coinciden de manera aproximada con lo visto en las figuras 3 y 4 y que, en efecto, son producto de la correcta aplicación de la secuencia de frenado enviada al actuador por medio de la señal de control u (figura 3.3).

$$u = \begin{cases} 1, & \text{si } e \geq 0 \\ 0, & \text{si } e < 0 \end{cases} \quad (3.1)$$

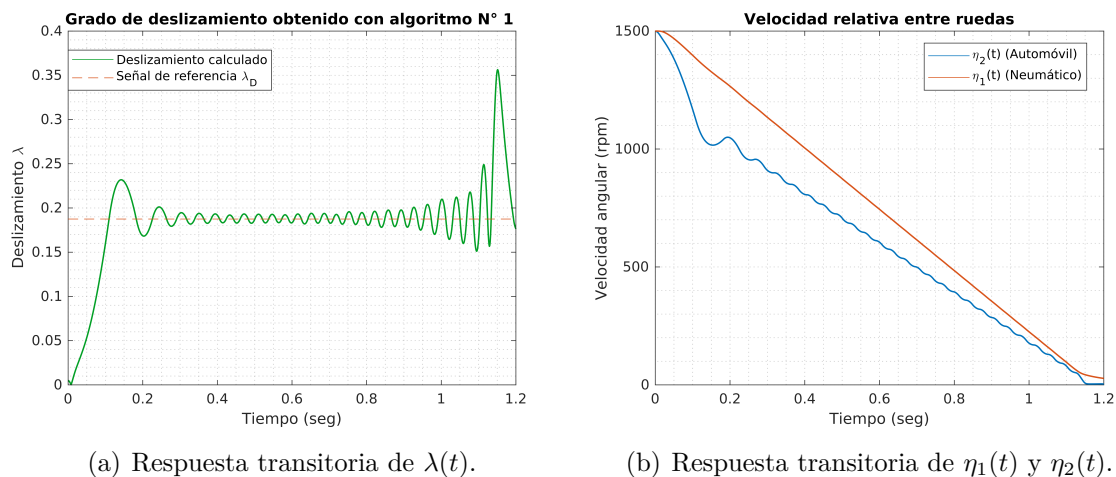


Figura 3.1: Visualización de 2 señales de salida del ABS simulado.

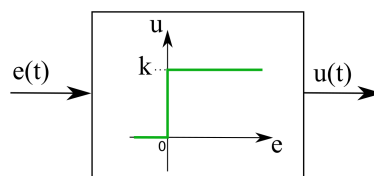


Figura 3.2: Características del bloque Relay [18].

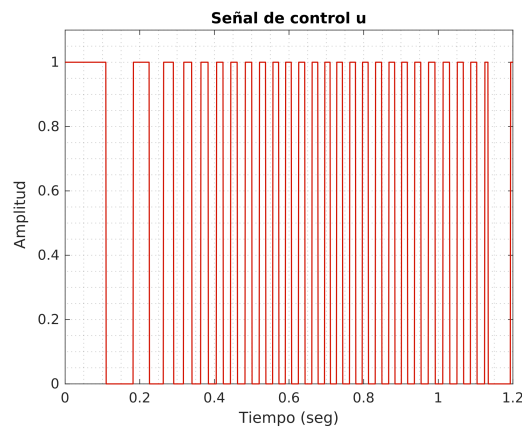


Figura 3.3: Forma que adquiere la señal de control enviada al actuador.

3.1.2.2. Controlador N° 2: Relay “On-Off” + Saturación

Es bien conocido que un actuador, en cualquier sistema de control, se vea afectado severamente por intentar sobrepasar las restricciones de sus capacidades que son limitadas [23]. Dichas afectaciones pueden dar lugar a un comportamiento no esperado del sistema (funcionamiento en lazo abierto). En el caso del ABS, las conmutaciones del controlador Relay le exigen al sistema que continuamente aplique su máximo torque de frenado en el disco de frenos con el fin de obtener el giro controlado de la rueda-neumático y que,

a su vez, produzca el deslizamiento esperado λ_d . Por lo tanto, cada vez que sucede este fenómeno la retroalimentación en lazo cerrado se degrada por la continua saturación de la señal de entrada en el actuador.

La adición de un controlador, “Anti-windup” o función saturación (figura 3.4) [23], al lazo cerrado del sistema se implementa mediante una conexión en serie con el controlador Relay para acotar su amplitud desde 0 % hasta un 80 % (figura 3.5) con el objeto de confinar la respuesta del sistema y forzar al deslizamiento a permanecer en una zona estable [2]. Asimismo, los beneficios [23] de agregar un controlador extra para mejorar la calidad de la señal de salida del controlador Relay son:

- El rendimiento del sistema en lazo cerrado no se altera si la saturación no ocurre.
- Se consigue un desempeño aceptable, en la medida de lo posible, aun cuando la saturación del actuador continua presente.
- De manera forzada, se lleva a la variable de deslizamiento λ (como sucede en la figura 3.6) a permanecer alrededor y muy próxima del valor deseado.

Por lo tanto, la acción de control que se suma al lazo de control por Relay es:

$$sat(u) := \begin{cases} u_M, & \text{si } u \geq u_M \\ u, & \text{si } u_m \leq u \leq u_M \\ u_m, & \text{si } u \leq u_m \end{cases} \quad \text{con: } u_M = 0.8 \text{ y } u_m = 0 \quad (3.2)$$

Cuyo esquema que representa el procesamiento de la señal de control $u(t)$ y la salida con la aplicación de la función saturación a dicha entrada es:

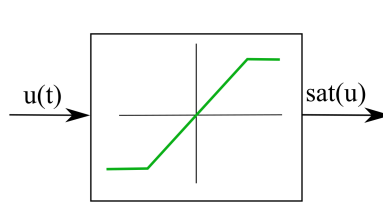


Figura 3.4: Características del bloque función saturación [18].

De esta manera, se puede notar que, en efecto, el rango de operación de la señal $u(t)$ se limitó a activar el actuador hasta en un 80 % de su capacidad total (figura 3.5).

Así, el agregado de un controlador adicional al lazo de control se convierte satisfactoriamente en una mejora de la respuesta del deslizamiento controlado, ya que evita que las oscilaciones de λ superen la brecha del deslizamiento estable [2] y se mantengan por debajo de esta restricción (figura 3.6).

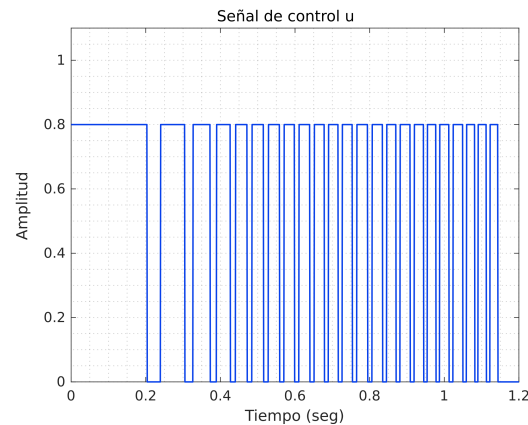
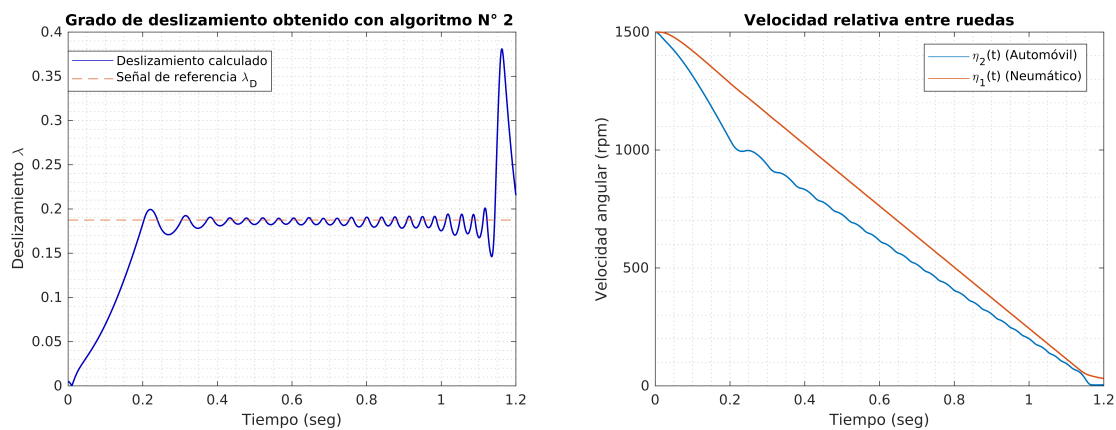


Figura 3.5: Forma que adquiere la señal de control enviada al actuador.



(a) Respuesta transitoria de $\lambda(t)$.

(b) Respuesta transitoria de $\eta_1(t)$ y $\eta_2(t)$.

Figura 3.6: Visualización de 2 señales de salida del ABS simulado.

3.1.2.3. Controlador N° 3: PI

Esta técnica de control es muy conocida en el área de control automático por su extensa gama de aplicaciones a nivel industrial y, en esta ocasión, es utilizada para controlar el grado de deslizamiento que se experimenta en el sistema de frenado antibloqueo (como en la referencia [17]). En consecuencia, si se quiere indagar acerca de la sintonización seleccionada y utilizada para hallar los parámetros fijos del controlador (k_p y t_i), entonces este proceso se puede consultar en el apéndice C.1.

Una vez obtenidas las constantes que configuran al bloque del controlador PI (tabla 3.1), la configuración del lazo cerrado mantiene una conexión en serie de la señal de salida de este controlador $u(t)$ con un bloque de saturación (figura 3.7), esto es, debido a la sobreelongación que presenta la respuesta del sistema y que afecta de manera negativa al lazo de control simulado.

Tabla 3.1: Parámetros fijos del bloque PI y saturación.

Parámetro	Valor
k_p	250
T_i	0.0096
u_M	1
u_m	0

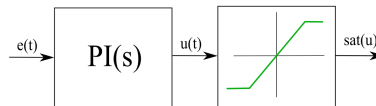


Figura 3.7: Etapas del controlador (PI+sat) [18].

No obstante, aunque sigue persistiendo la sobreelongación en la señal de control $u(t)$ en los primeros instantes, la planta continúa siendo estable al no bloquear la rueda-neumático hasta el término de la simulación (figura 3.8).

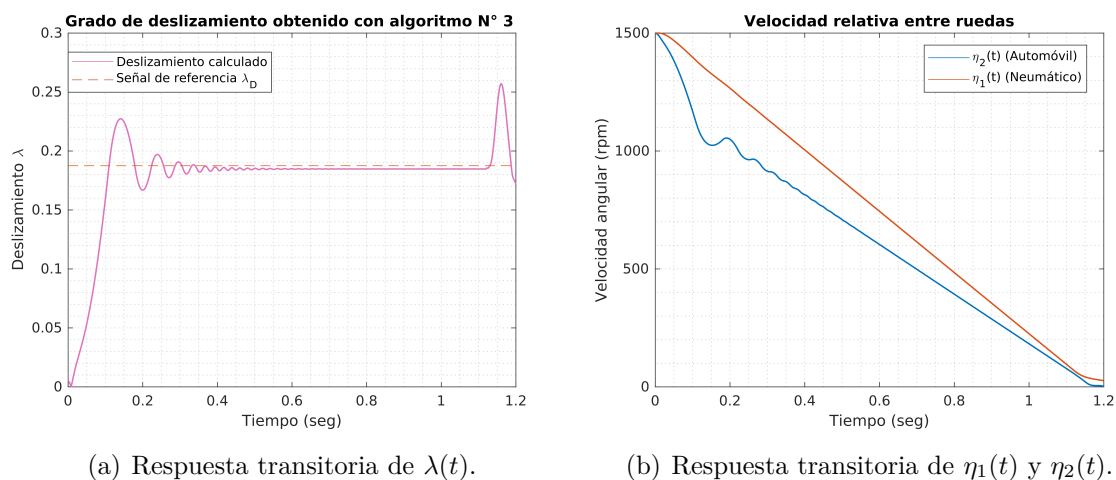
(a) Respuesta transitoria de $\lambda(t)$.(b) Respuesta transitoria de $\eta_1(t)$ y $\eta_2(t)$.

Figura 3.8: Visualización de 2 señales de salida del ABS simulado.

Aún más de cerca, al analizar la definición señal de control en la salida de la función saturación (ecuación 3.3) se puede validar que, bajo esta condición de acotamiento, se exhiben las propiedades de un control de “Encendido y Apagado” en los primeros instantes de tiempo (como sucede en la subsección 3.1.2.1). Sin embargo, a pesar de que esta medida de corrección no es tan estricta, se puede determinar en la figura 3.9 que, para mejorar la calidad de seguimiento de λ hacia la consigna λ_d , bastaría con redefinir el límite superior hasta en un 70 % como valor máximo de activación.

$$sat(u) := \begin{cases} u_M, & \text{si } u \geq u_M \\ u, & \text{si } u_m \leq u \leq u_M \\ u_m, & \text{si } u \leq u_m \end{cases} \quad \text{con: } u_M = 1 \text{ y } u_m = 0 \quad (3.3)$$

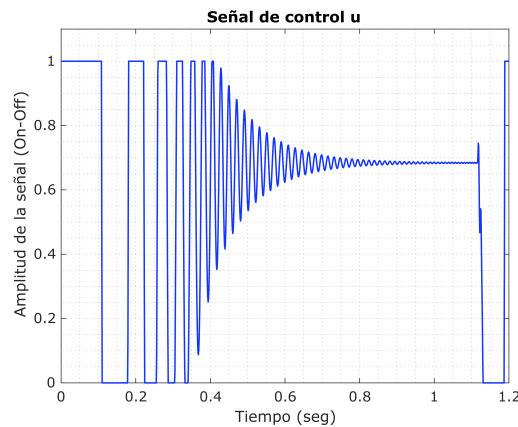


Figura 3.9: Forma que adquiere la señal de control enviada al actuador.

3.1.3. Algoritmos de control complementarios

A diferencia de los algoritmos de control propuestos, en estas simulaciones se trató de conseguir mejorar la calidad del seguimiento de la entrada de referencia (a través del uso de estrategias de control con mayor robustez) y que se presentan a continuación.

3.1.3.1. Controlador N° 4: PID

A partir de la sintonización experimental (apéndice C.1) aplicada al modelo dinámico la planta, también se calcularon los parámetros fijos del controlador PID (tabla 3.2) y que, dada la respuesta saturada en la señal de control u , se agregó un bloque de saturación para evitar este fenómeno. Así, una ventaja de la técnica PI y PID sobre el control de dos posiciones es que su acción de control disminuye las oscilaciones no deseadas cuando el sistema logra estabilizarse.

Tabla 3.2: Constantes del bloque PID y saturación.

Parámetro	Valor
k_p	333.333
T_i	0.0064
T_d	0.0016
u_M	1
u_m	0

Debido a que este controlador es fácil de saturar por la acción de control integral, se adopta la conexión en serie anteriormente utilizada (figura 3.10) con el propósito de no generar los cambios abruptos de velocidad en η_1 .

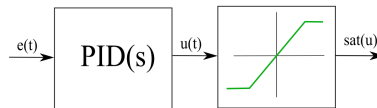
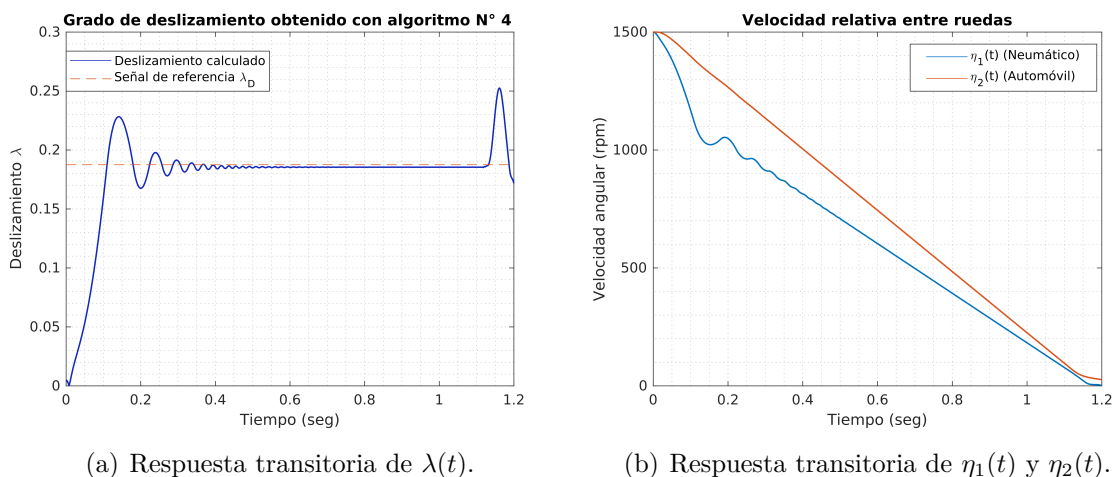


Figura 3.10: Etapas del controlador (PID+sat) [18].

De igual manera, las respuestas del sistema (figuras 3.11 y 3.12) consiguen ser aproximadamente igual a las encontradas en la subsección 3.1.2.3.



(a) Respuesta transitoria de $\lambda(t)$.

(b) Respuesta transitoria de $\eta_1(t)$ y $\eta_2(t)$.

Figura 3.11: Visualización de 2 señales de salida del ABS simulado.

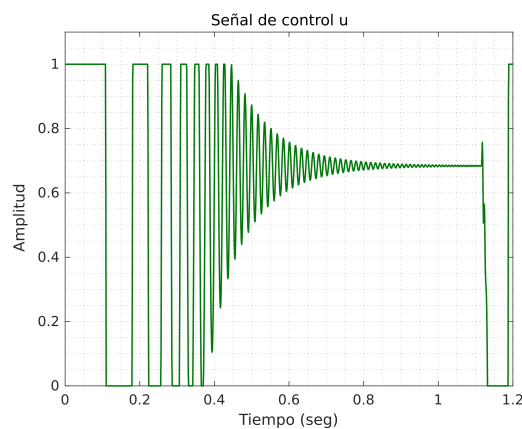


Figura 3.12: Forma que adquiere la señal de control enviada al actuador.

3.1.3.2. Controlador N° 5: Ley de estructura variable

En el diseño del controlador por modos deslizantes (apéndice D), se determina que existe una sola constante k_1 que es capaz de modificar la rapidez de las trayectorias (o condiciones iniciales arbitrarias [22]) con la que se mueven alrededor de la superficie deslizante para llegar hasta el origen del plano de fase. De esta manera, la sintonización de este único parámetro se cuidó de no ser una ganancia muy alta (podría causar el fenómeno indeseado de chattering) ni muy baja (que favorecería la lentitud de seguimiento) de acuerdo con los requisitos que debe cumplir el controlador en la secuencia de frenado ABS. Por ello, la ganancia que se ajusta para cumplir con los criterios de diseño del controlador es considerar el valor de $k_1 = 50$. Asimismo, dentro de la exploración de resultados que arroja la simulación que utiliza a este tipo de controlador, se puede notar que las respuestas ideales del ABS (figura 3.13) resultan ser bastante precisas al no presentar sobreelongaciones ni oscilaciones que puedan causar inestabilidad en el seguimiento del punto de consigna.

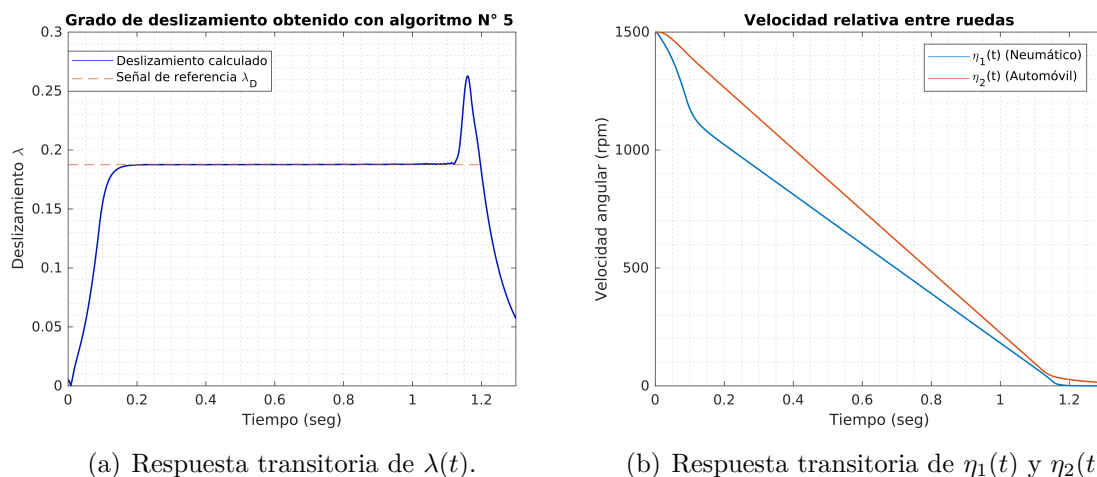
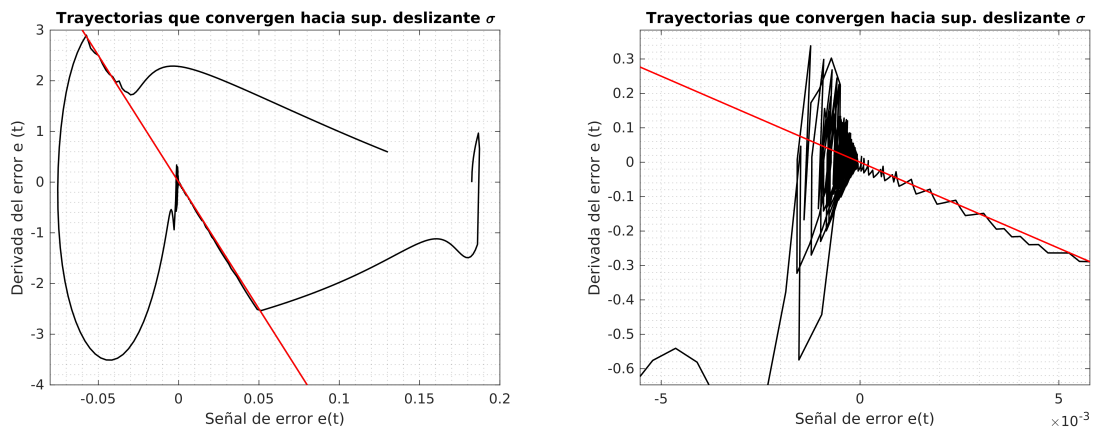


Figura 3.13: Visualización de 2 señales de salida del ABS simulado.

Por otra parte, la gráfica de la velocidad del error $\dot{e}(t)$ y su posición $e(t)$ en el tiempo demuestran la efectividad de la sintonización aplicada que consigue mantener a los estados del sistema muy próximos a cero (objetivo de diseño).



(a) Convergencia de las trayectorias arbitrarias hacia la superficie deslizante $\dot{e} = -50e$. (b) Vista ampliada de las trayectorias en el origen.

Figura 3.14: Diagrama de fase del algoritmo de control diseñado [31].

Una desventaja importante en la práctica del diseño por modos deslizantes es cuando las trayectorias del sistema, en el plano de fase, alcanzan la superficie deslizante en $\sigma = 0$, ya que desencadena un efecto de conmutación infinita por la proximidad con la que se mueven arriba o abajo de esta función de conmutación. Además, la adición de una función de saturación (ecuación 3.4) al lazo de control, permite restringir la señal de control u (figura 3.18) a que adopte solo cantidades positivas (de acuerdo con la descripción del funcionamiento de la fuente de poder en el listado 3) que provienen de la salida de la función $sign(\cdot)$.

$$sat(u) := \begin{cases} u_M, & \text{si } u \geq u_M \\ u, & \text{si } u_m \leq u \leq u_M \\ u_m, & \text{si } u \leq u_m \end{cases} \quad \text{con: } u_M = 1 \text{ y } u_m = 0 \quad (3.4)$$

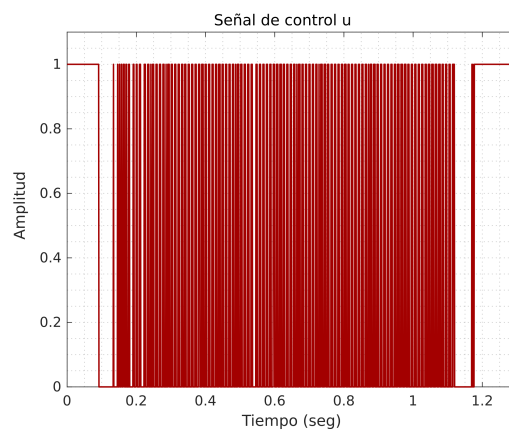


Figura 3.15: Forma que adquiere la señal de control enviada al actuador.

3.1.3.3. Controlador N° 6: No lineal basado en observador de estado + saturación

Esta técnica de control es propuesta para controlar el grado de deslizamiento debido a su compatibilidad con el diseño de pruebas de tiempo real (como se hizo en [26]), ya que puede ser aplicado a cualquier planta sin conocer a detalle su modelo dinámico. Esta ventaja lo hace ser muy atractivo para distintas aplicaciones en las que se busca obtener una respuesta del sistema bastante robusta ante las perturbaciones desconocidas que afecten a dicho sistema de manera interna (endógenas) o externa (exógenas).

Así, la ley de control dinámica (ecuaciones 3.5 y 3.6) que es empleada para sintetizar el lazo de control retroalimentado (figura 3.16) conlleva a ejecutar una sintonización empírica de los parámetros fijos, k_1 y k_2 , y que son el único requisito configurado en el controlador para obtener las respuestas adecuadas del sistema (figura 3.17).

$$\dot{z} = k_1(u - z) \quad (3.5)$$

$$u = \sigma_M(k_2(\lambda_d - \lambda) + z) \quad (3.6)$$

Donde:

- La función de saturación es definida como:

$$\sigma_M = \begin{cases} s, & \text{si } |u| < M. \\ M \cdot \text{sign}(s), & \text{en otro caso.} \end{cases} \quad (3.7)$$

- $u(t) \in [-M, M], \forall M > 0$
- $e(t) = \lambda_d - \lambda$
- $k_2 = 10$ y $k_1 = 20$

Así, el diagrama a bloques implementado (a partir de las ecuaciones 3.5 y 3.6) se muestra en la figura 3.16.

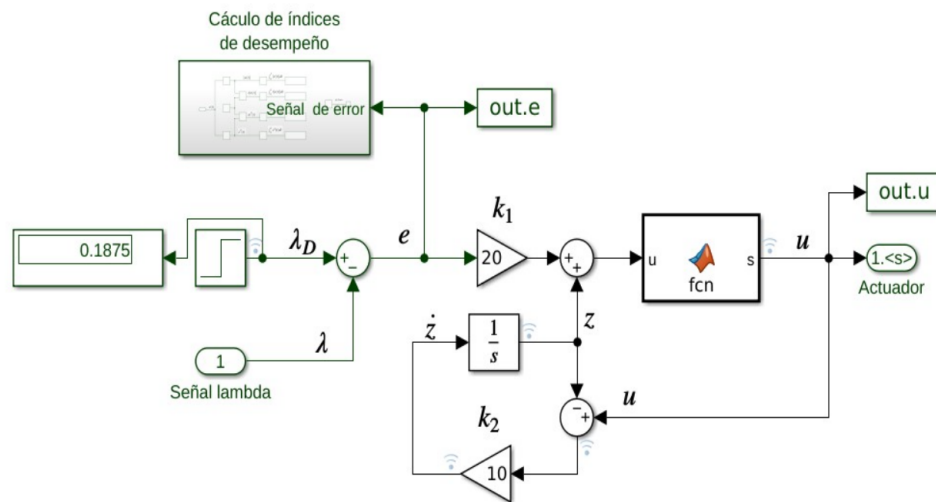
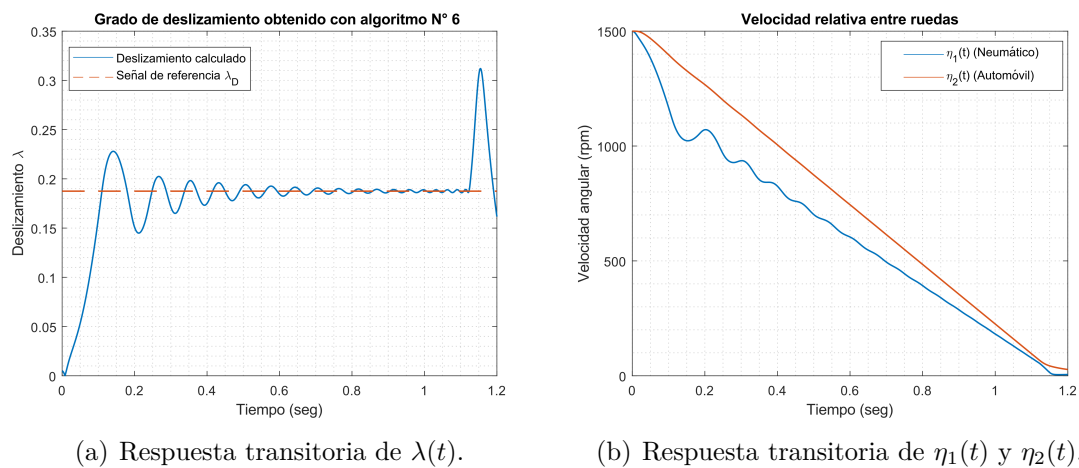


Figura 3.16: Lazo cerrado del sistema simulado.



(a) Respuesta transitoria de $\lambda(t)$.

(b) Respuesta transitoria de $\eta_1(t)$ y $\eta_2(t)$.

Figura 3.17: Visualización de 2 señales de salida del ABS simulado.

Por último, se muestra la señal de control $u(t)$ que efectúa las debidas correcciones del error próximas al 70 % de la activación del actuador (nivel preferido).

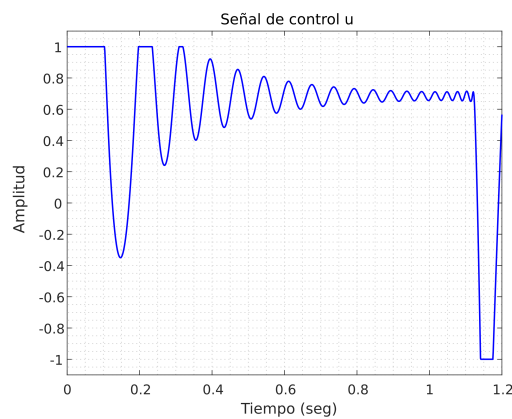


Figura 3.18: Forma que adquiere la señal de control enviada al actuador.

3.2. Experimentación en banco de pruebas

Después de haber encontrado un comportamiento estable (no abrupto) en las diferentes curvas de velocidad (η_1 y η_2) y deslizamiento (λ) en simulación (excepto en el algoritmo de control N° 1), se procedió a implementar estas mismas técnicas de control en la máquina de pruebas con el objeto de hallar una serie de resultados bastante parecidos a los que se encontraron usando el modelo dinámico y que, en lo siguiente, se discutirán las similitudes y diferencias halladas en simulación y experimentación.

3.2.1. Configuración establecida

A través de la configuración definida en la sección pasada, esta se vuelve a adoptar en MatLab R2013a para repetir las pruebas de frenado antibloqueo, pero con un ligero cambio en el tiempo total de ejecución para alcanzar las condiciones iniciales del sistema, así:

- El solucionador, tipo, deslizamiento deseado y las condiciones iniciales del sistema son las mismas que se especificaron en el apartado 3.1.1.
- Tiempo de simulación: El tiempo que se necesita para acelerar las ruedas del ABS hasta el punto en el que se igualan las velocidades de $\eta_1 = \eta_2 = 1500 \text{ rpm}$ (condiciones iniciales), toma alrededor de 15 *seg.* para ejecutar un experimento de frenado.
- Software utilizado: Matlab/Simulink R2013a

3.2.2. Algoritmos de control propuestos

Nuevamente, pero en este nuevo entorno de experimentación, los algoritmos de control propuestos son aquellos que fueron destinados a realizar pruebas iniciales en el ABS que se pretendía controlar, experimentar y calibrar en el momento en el que solo había una prueba demostrativa como un modelo a seguir.

3.2.2.1. Controlador N° 1: Relay “On-Off”

Una diferencia que es muy notoria entre las gráficas de las velocidades obtenidas en la simulación (figura 3.1) y experimentación (figura 3.19) para este algoritmo, es la suavidad de las curvas con las que se representan a las variables, η_1 y η_2 , de manera continua o discreta. Así, esta diferencia gráfica se puede notar en el óvalo punteado de la figura 3.19 que encierra a una especie de escalones irregulares o muestras de velocidad que son capturadas cada milisegundo por los encoders del equipo ABS. Característica que no se puede observar en la figura 3.1, por la forma exacta en que el método numérico resuelve el sistema de ecuaciones diferenciales del modelo.

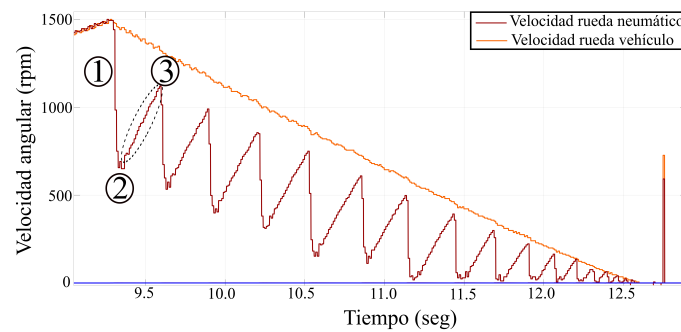


Figura 3.19: Comportamiento gráfico de las velocidades de las ruedas que cumplen con la secuencia de frenado ABS (figura 4), pero sin satisfacer el criterio de no bloquear a la rueda-neumático.

También, se puede determinar del gráfico 3.19 que aunque la velocidad de la rueda-neumático satisface la secuencia de frenado propuesta (ilustrada en las ubicaciones ① - ② - ③ de la figura 3.19), la función η_1 indica como esta aplicación del máximo torque de frenado M_1 por el controlador Relay conduce, después de los 11 segundos, a la señal λ hacia el bloqueo intermitente de la rueda-neumático en los últimos instantes de tiempo.

De manera similar en la respuesta de λ , el impacto de llevar a cero el error $e(t) = \lambda_d - \lambda$ a través de la acción de control no es el apropiado, ya que se puede observar en la figura 3.20 como la intensidad del error incrementa cada vez que la función λ se aleja de λ_d y que, de acuerdo con BOSCH [2], el ABS se mantiene en un funcionamiento que es dentro la zona de inestabilidad por superar el valor del 20% de deslizamiento estimado. Motivo por el cual la rueda-neumático “brinca” sobre la rueda inferior durante las pruebas experimentales de este algoritmo de control.

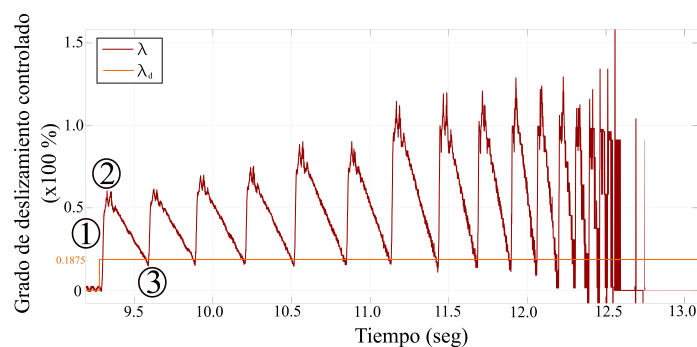


Figura 3.20: Respuesta transitoria de $\lambda(t)$.

De forma complementaria, se comprueba la inestabilidad del sistema que es causada por la serie de pulsos que envía el controlador Relay (figura 3.21) a la mordaza de frenos y, también, al no coincidir con la respuesta simulada (figura 3.3) del ciclo de trabajo, aún teniendo la misma acción de control (ecuación 3.1) durante la prueba realizada.

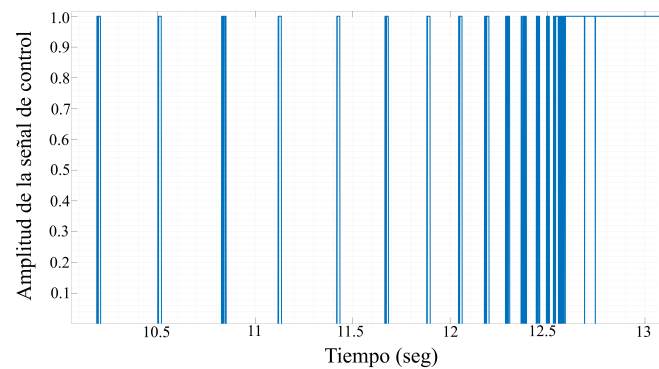


Figura 3.21: Señal de control generada en la salida del controlador Relay.

3.2.2.2. Controlador N° 2: Relay “On-Off” + Saturación

La suma de esfuerzos de control de estas dos estrategias, resulta en una mejora evidente de la respuesta η_1 en el banco de pruebas (figura 3.22), ya que de manera individual el controlador Relay no tiene la capacidad para detenerla gradualmente. Entonces, al encontrar las coincidencias geométricas entre las figuras 3.22 y 3.4 (de manera aproximada), se constató la predicción del comportamiento del ABS que fue hecha por la misma acción de control (ecuación 3.1) anteriormente. Sin embargo, la fijación de los parámetros del bloque de saturación implicó ejecutar una serie de pruebas empíricas hasta indicar que la acción de control debe definirse como:

$$sat(u) := \begin{cases} u_M, & \text{si } u \geq u_M \\ u, & \text{si } u_m \leq u \leq u_M \\ u_m, & \text{si } u \leq u_m \end{cases} \quad \text{con: } u_M = 0.26 \text{ y } u_m = 0 \quad (3.8)$$

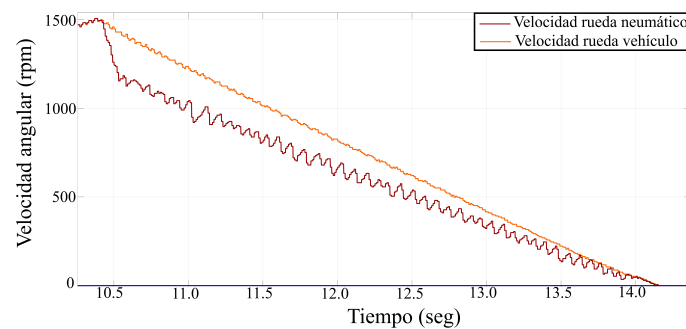


Figura 3.22: Comportamiento gráfico de las velocidades de las ruedas que cumplen con la secuencia de frenado ABS y que satisfacen el criterio de no bloquear la rueda-neumático.

A su vez, en el comportamiento transitorio de la señal λ (figura 3.23), logró mantenerse restringido en los primeros instantes de tiempo y muy cercano al valor constante del punto de consigna (aunque con algunas oscilaciones notablemente reducidas). Visto desde otra

perspectiva, esto se puede interpretar como una mejora en la calidad de seguimiento y un vasto aprovechamiento de las fuerzas de fricción.

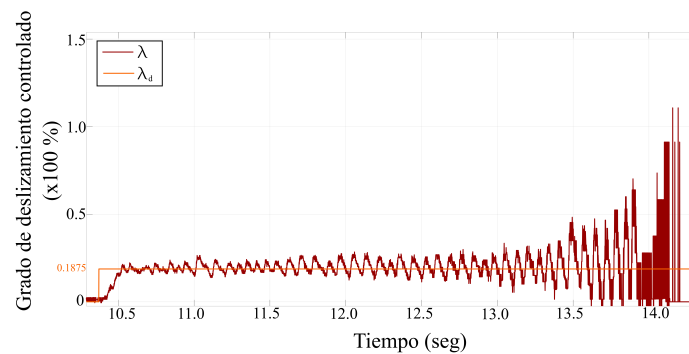


Figura 3.23: Respuesta transitoria de $\lambda(t)$.

Además, con esta modificación adicional en la acción de control (ecuación 3.8), lo que se consigue es un incremento del número de conmutaciones del actuador (figura 3.24) y consumo de energía eléctrica para convertirla en el torque de frenado M_1 que debe contrarrestar el movimiento de las ruedas en el ABS.

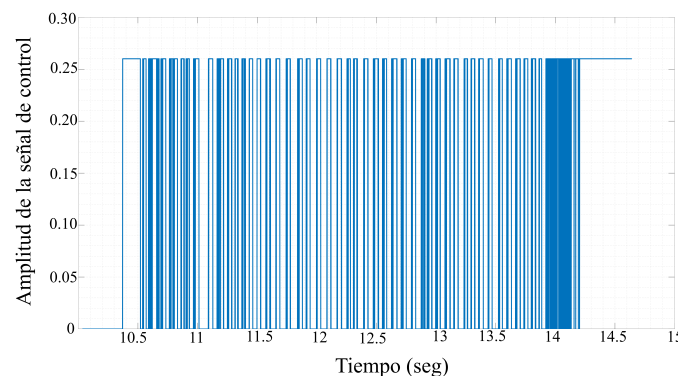


Figura 3.24: Señal de control generada en la salida del controlador Relay + saturación.

3.2.2.3. Controlador N° 3: PI

La implementación de los parámetros fijos del controlador hallados en la sintonización digital (apéndice C.1) no son los adecuados para obtener un rendimiento aceptable en las pruebas de tiempo real, debido a los efectos dinámicos no considerados en el proceso de modelado del sistema. Por lo que, al repetir el mismo protocolo de sintonización (apéndice C.2), de forma empírica, en la planta real se hallaron los siguientes datos numéricos:

Tabla 3.3: Parámetros fijos configurados en el bloque PI y saturación en el ambiente de experimentación.

Parámetro	Valor
k_p	12.857
T_i	0.024
u_M	0.3
u_m	0

En este caso, nuevamente la conexión en serie del controlador saturación (figura 3.7) como una medida correctiva contra el sobretiro, causado por la acción integral, cumple con evitar repetidamente que la secuencia de frenado produzca una caída abrupta de la velocidad angular de la rueda superior.

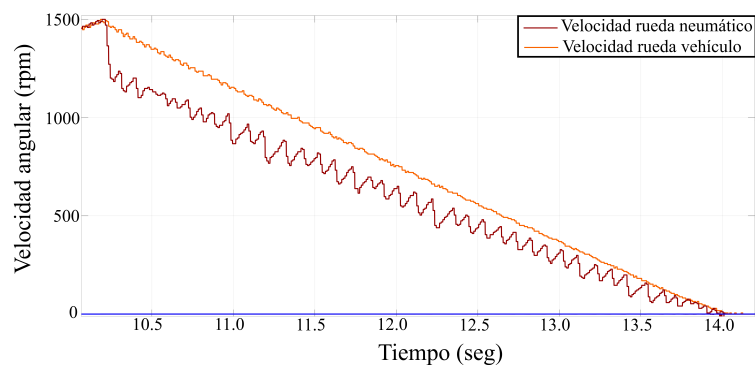


Figura 3.25: Comportamiento gráfico de las funciones de velocidad de las ruedas del ABS.

Por otra parte, la señal de deslizamiento λ tampoco indica que η_1 cambie su velocidad instantáneamente a cero. No obstante, hay una excepción de este comportamiento, que no es perjudicial (zona encerrada con una línea punteada de color azul en la figura 3.26) y que puede interpretarse erróneamente como un nivel de cambio instantáneo en la velocidad η_1 . Así, esta característica solo se hace evidente poco antes de terminar la simulación y cuando se tiene el panorama de que $v_1 \approx 0$ mientras que $v_2 \neq 0$ que da como resultado valores cercanos a 1 (en la ecuación 1.1) o también que se indefina la expresión de deslizamiento (en la ecuación 1.1) cuando $v_1 \approx v_2$ mientras que $v_2 \neq 0$ e, incluso, en otras investigaciones [15]-[24]-[25] se confirma el mismo suceso en la exposición de resultados.

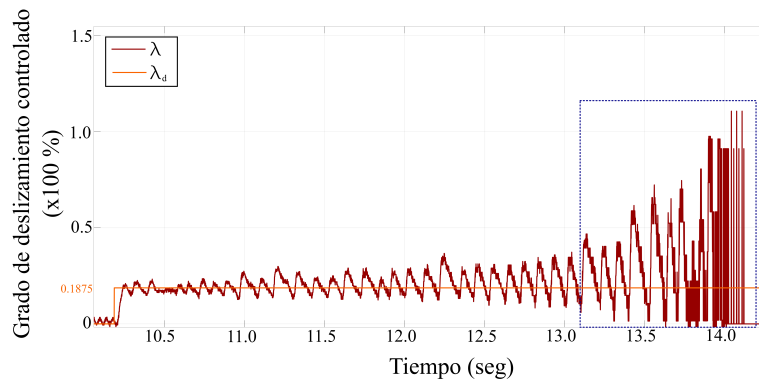


Figura 3.26: Respuesta transitoria de $\lambda(t)$.

Finalmente, se puede observar en la figura 3.27 que la generación de una señal de control en la que persisten cambios continuos en la densidad de las líneas de activación y desactivación, demuestran cómo la acción de control corrige el error existente para afectar a la variable controlada y restringirla hasta el punto de equilibrio.

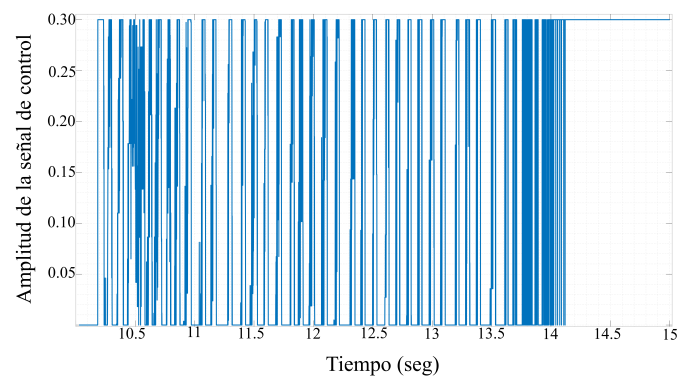


Figura 3.27: Señal de control generada en la salida del controlador PI.

3.2.3. Algoritmos de control complementarios

A partir de estos algoritmos de control que llevaron a la reducción oportuna del error (entre la salida medida y la entrada de referencia) en el sistema de control simulado, también en este apartado se reportaron buenos resultados en el control del fenómeno de deslizamiento y, en donde, los principios de funcionamiento se detallan a continuación.

3.2.3.1. Controlador N° 4: PID

A diferencia del controlador PI que trata de corregir el error que persiste en estado actual y estacionario, el aumento de la acción derivativa a este dispositivo tiene como prioridad mejorar la estabilidad del lazo cerrado, ya que permite predecir el error futuro.

También, a partir de las constantes de tiempo medidas (apéndice C.1) se encontraron los siguientes valores:

Tabla 3.4: Parámetros fijos del bloque PID y saturación.

Parámetro	Valor
k_p	17.142
T_i	0.016
T_d	0.004
u_M	0.3
u_m	0

Con la ayuda de los resultados capturados en la figura 3.28, se puede evidenciar el comportamiento aceptable de algoritmo PID al controlar la velocidad angular η_1 de forma aproximada como en las técnicas anteriores.

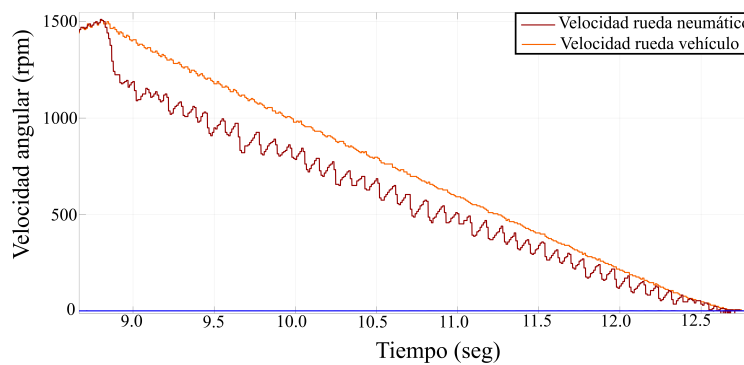


Figura 3.28: Respuesta transitoria de $\eta_1(t)$ y $\eta_2(t)$.

Asimismo, del seguimiento de la referencia en la respuesta de λ (figura 3.29) se puede determinar que el torque de frenado mantiene a la señal λ en el margen estable del deslizamiento, aunque no de manera suave contra la que se obtiene en la respuesta del sistema simulado (figura 3.11).

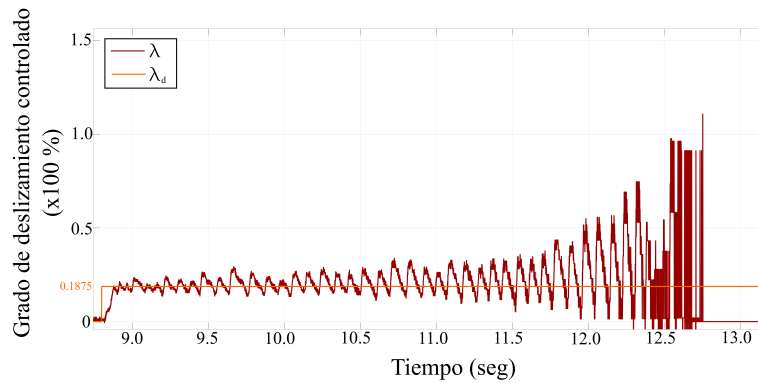


Figura 3.29: Respuesta transitoria de $\lambda(t)$.

Adicional, existe una diferencia muy notoria entre la salida de la función de saturación (figura 3.30), que limita hasta en un 30 % el torque de frenado, y la respuesta simulada (que puede alcanzar hasta 100 %), ya que en el primer caso se observan líneas verticales no homogéneas y, en el segundo, la convergencia de la señal de control $u(t)$ alrededor del 70 % de la aplicación del torque de frenado es de manera casi asintótica. Con esta prueba, se expone el motivo por el cual una segunda sintonización (aplicada a la función $sat(\cdot)$) consigue mejorar la calidad de la señal.

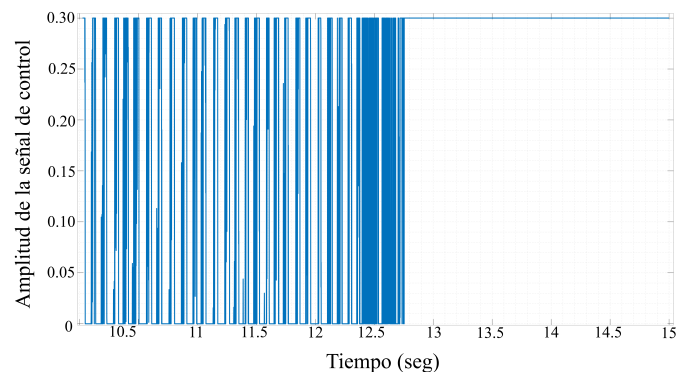


Figura 3.30: Señal de control generada en la salida del controlador PID.

3.2.3.2. Controlador N° 5: Ley de estructura variable

Esta técnica de control es implementada en el ABS a través del diseño (apéndice D) del controlador por modos deslizantes sin la inclusión de las perturbaciones endógenas y exógenas en el sistema. Aun así, esta implementación de tiempo real produce resultados (figura 3.31) que logran coincidir con los requisitos en la manipulación de η_1 del ABS y, en donde, el controlador conserva el valor de la ganancia simulada k_1 como se describe en el apartado 3.1.3.2.

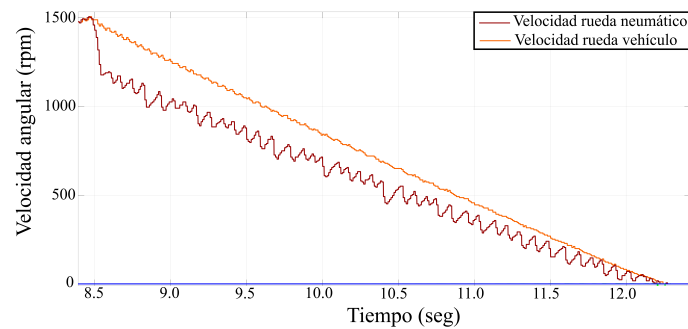


Figura 3.31: Respuesta transitoria de $\eta_1(t)$ y $\eta_2(t)$.

Y en donde el seguimiento de λ_d que se muestra en la figura 3.32, es aceptable al no presentar cambios abruptos que puedan forzar a la rueda-neumático que patine sobre la rueda inferior.

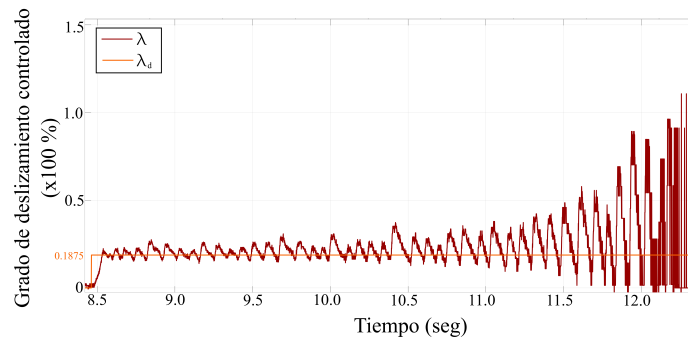
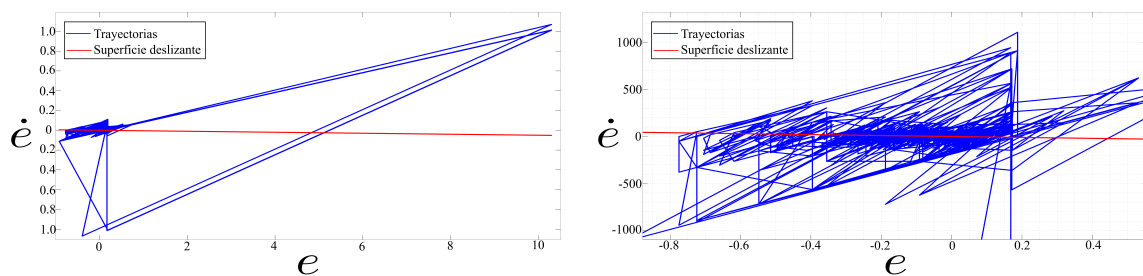


Figura 3.32: Respuesta transitoria de $\lambda(t)$.

Aunado a ello, otra manera de encontrar la efectividad de este algoritmo de reducir considerablemente el error de seguimiento es a través del análisis del plano de fase (figura 3.33) que exhibe una convergencia muy rápida de las trayectorias hacia origen. En otras palabras, la concentración de las trayectorias en el origen del plano y en forma de espiral significa que tanto el error (ecuación D.5) como sus cambios con respecto al tiempo, poseen magnitudes muy cercanas a cero, si y solo si, permanecen en el tiempo alrededor de este punto.



(a) Convergencia de las trayectorias arbitrarias hacia la superficie deslizante $\dot{e} = -50e$. (b) Vista ampliada de las trayectorias en el origen.

Figura 3.33: Diagrama de fase del algoritmo de control diseñado [31].

En definitiva, la gráfica de la señal de control ilustrada en la figura 3.34, a la que se le aplica una corrección idéntica como la que se hizo en el entorno de simulación (figura 3.4) y para no saturar la salida u , confirma el deslizamiento de las trayectorias sobre la superficie deslizante por el incremento del número de conmutaciones enviadas al actuador que podrían extenderse (en cantidad) al infinito y que, a su vez, pueden volverse perjudiciales en el consumo energético y desgaste de la vida útil del sistema.

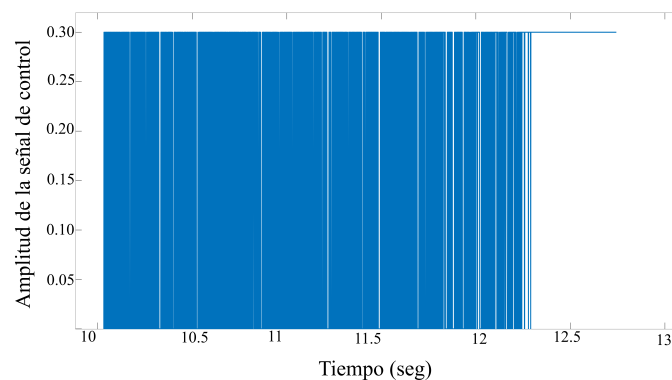


Figura 3.34: Señal de control generada en la salida del controlador por modos deslizantes.

3.2.3.3. Controlador N° 6: No lineal basado en observador de estado + saturación

Este algoritmo de control presentado como un algoritmo de control “innovador” frente a otras técnicas convencionales, es por la versatilidad de su implementación en el ABS y la capacidad de generar una respuesta bastante robusta a partir de los parámetros hallados en el modelo de la sección 3.1.3.3 y que, en efecto, da lugar a una función de velocidad η_1 (figura 3.35) muy parecida a la que se presenta con un buen rendimiento y con la calidad de seguimiento que es fácil de identificar en la figura 3.13.

De forma complementaria y tomando como base la respuesta del sistema en la figura 3.13 de λ (considerada continua e ideal), la curva de seguimiento del punto de consigna

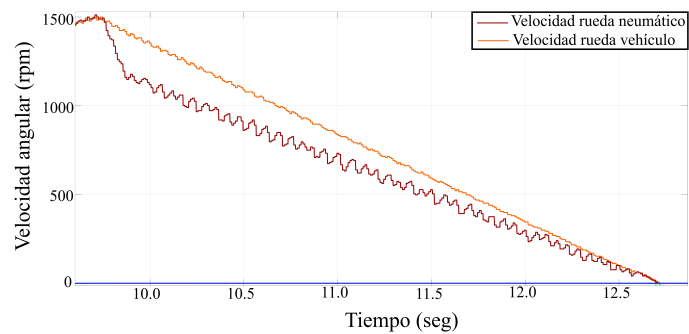


Figura 3.35: Respuesta transitoria de $\eta_1(t)$ y $\eta_2(t)$.

para este algoritmo, también tiene similitud en el comportamiento con la figura 3.36; a diferencia de la señal encontrada en el mismo controlador simulado y con características oscilantes que se mostró en la figura 3.17.

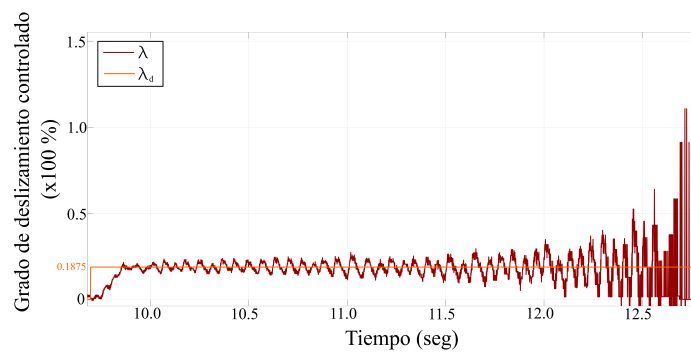


Figura 3.36: Respuesta transitoria de $\lambda(t)$.

Y como en los casos anteriores, la salida del controlador es hallada una señal u (figura 3.37) restringida a adoptar valores de aplicación del torque de frenado no mayores al 25 % de su capacidad total.

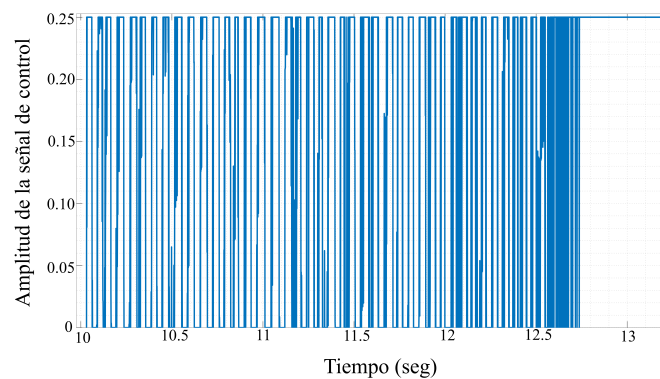


Figura 3.37: Señal de control generada en la salida del controlador no lineal.

Finalmente, la superposición de las 6 respuestas simuladas sobre el control del deslizamiento en el sistema de frenado antibloqueo son recopiladas en la figura 3.38, con el objeto de identificar el seguimiento del punto de consigna y comparar la variación de su comportamiento.

Gráfica comparativa de las respuestas del sistema vía simulación.

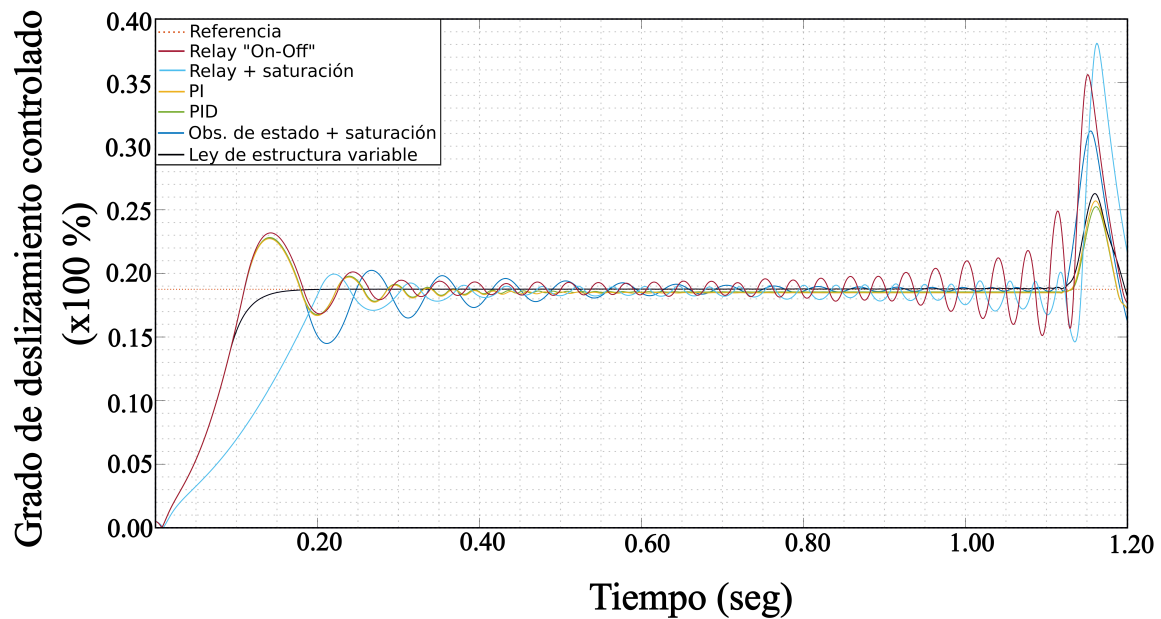


Figura 3.38: Respuestas de la planta halladas en cada implementación de los algoritmos de control vía experimentación del modelo matemático del ABS INTECO.

Adicionalmente la comparativa de las respuestas experimentales en tiempo real (figura 3.39) de λ , aseguran coincidir con la predicción del seguimiento de λ_d a partir de la simulación del modelo dinámico de la planta; aunque difiriendo en los tiempos (tabla 3.5) que toma llevar a η_1 hacia cero.

Gráfica comparativa de las respuestas del sistema vía experimentación.

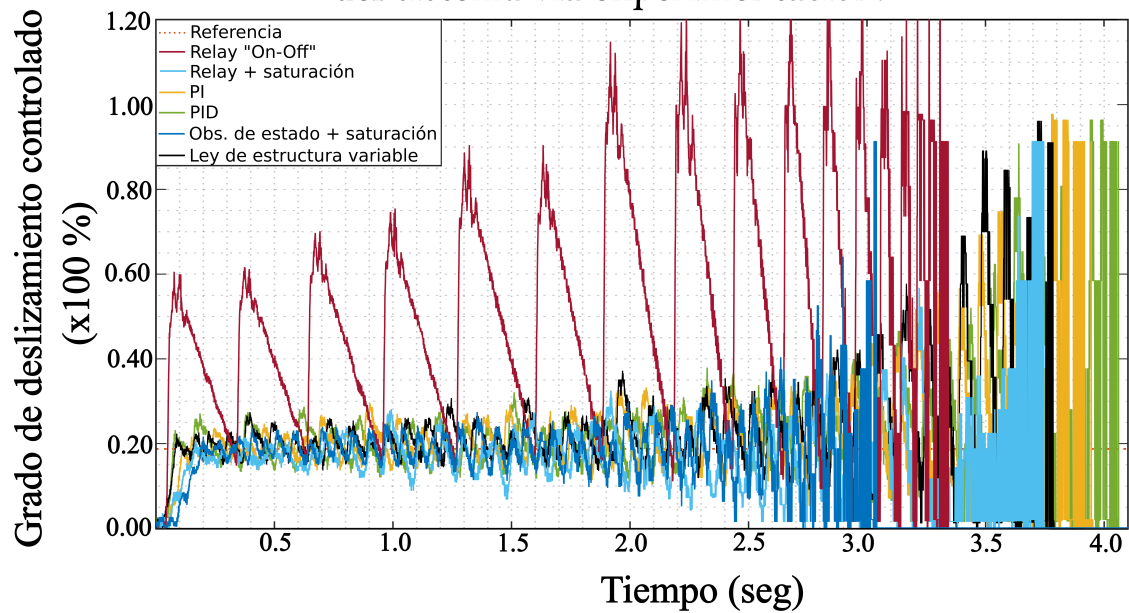


Figura 3.39: Respuestas de la planta halladas en cada implementación de los algoritmos de control vía experimentación de tiempo real del ABS INTECO.

Tabla 3.5: Listado del tiempo en que tarda cada controlador en detener la rueda-neumático.

N°	Controlador	Tiempo de frenado (seg)
1	Observador de estado + saturación	3.050
2	Relay "On-Off"	3.340
3	Relay + saturación	3.749
4	Ley de estructura variable	3.790
5	PI	3.840
6	PID	3.949

Capítulo 4

Resultados

4.1. Índices de desempeño

Históricamente, desde la década de los años 60's se ha estado implementando, en la práctica del diseño de controladores automáticos, ciertas evaluaciones que han tenido por objeto medir la calidad de la respuesta de un sistema de control [33]-[34]-[35] (ya sea en el seguimiento del punto de consigna o en el rechazo de perturbaciones) que considera la variación del error $e(t)$ sobre un intervalo de tiempo específico y con las que se determina si se satisfacen o no, las especificaciones con las que debe cumplir el sistema. Estas evaluaciones son popularmente conocidas (en publicaciones científicas) como medidas integrales que comparten la idea de que si los resultados (cuantitativos) tienden a ser muy pequeños, entonces el rendimiento del lazo de control es el mejor.

Por tanto, algunos ejemplos de estos índices de desempeño, así como sus definiciones, son los siguientes:

- Integral del error al cuadrado (ISE)

Esta métrica de desempeño (ecuación 4.1) integra el error cuadrático sobre un intervalo de tiempo definido y, es como a través ella, se pueden identificar dos posibles casos:

- El primero consiste en que si se encuentran altas cantidades del error $e(t)$, entonces esto implica que ha ocurrido una penalización de la señal y las razones son porque quizá la acción de control es deficiente, el controlador carece de una sintonización fina, la respuesta del sistema posee una sobreelongación de amplitud considerable, la técnica de control empleada no es la adecuada o lo suficientemente robusta para gobernar el sistema, etc.
- El segundo aparece cuando el resultado de la integración es un valor muy pequeño (o muy próximo a cero) que, en consecuencia, indica que la acción de control es la adecuada para el diseño del controlador.

$$ISE = \int_{t_1}^{t_2} e(t)^2 dt \quad (4.1)$$

Donde: $t \in (t_1, t_2)$ y la señal de error $e(t)$ es la diferencia entre la referencia (punto de consigna) y la salida medida (variable controlada) del sistema.

- Integral del error absoluto (IAE)

La evaluación de desempeño IAE se define como la integral de los valores absolutos del error sobre un periodo de tiempo específico (ecuación 4.2). Aquí el índice no distingue entre contribuciones positivas o negativas del error $e(t)$ (como sucede en la figura 4.1); ambas aportan una cantidad de error con el propósito de penalizar las oscilaciones sostenidas. Sin embargo, a diferencia del índice anterior, esta métrica puede ser considerada como la más importante (como se describe en las investigaciones [34]-[35]) por las complicaciones tanto económicas como de seguridad industrial a las que podría llevar cualquier sistema de control, si se no restringe la amplitud del error $e(t)$ hasta un valor mínimo aceptable.

$$IAE = \int_{t_1}^{t_2} |e(t)| dt \quad (4.2)$$

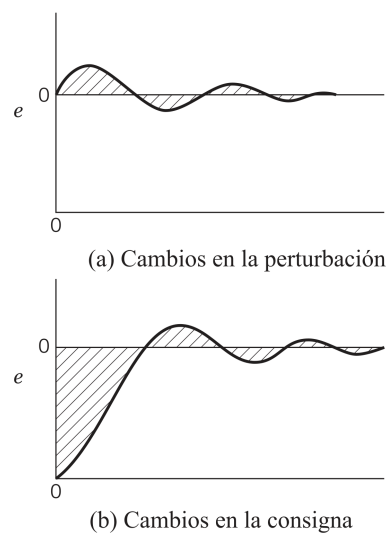


Figura 4.1: Interpretación gráfica del índice de desempeño IAE . El área sombreada es el valor de la métrica IAE [33].

- Torque de frenado (T_b)

De manera peculiar, este índice de desempeño (ecuación 4.3) se encarga de penalizar a las altas cantidades de torque que son enviadas desde el controlador hasta el actuador en el sistema de frenos [14]. De este modo, es como se puede identificar (en la interpretación de resultados) a un algoritmo de control que cumple (o no) con una secuencia de frenado no abrupto 4 porque, de encontrarse un exceso de torque en los resultados, se puede pronosticar que efectivamente ocurrirá el fenómeno de bloqueo o una ingente cantidad de conmutaciones para detener la rueda de giro.

$$T_b = \int_{t_1}^{t_2} (M_1)^2 dt (N \cdot m)^2 \quad (4.3)$$

4.1.1. Indicadores de desempeño en simulación

La aplicación de los indicadores de desempeño (ecuaciones 4.1, 4.2 y 4.3) a los algoritmos de control simulados, fueron de utilidad para evaluar la calidad del seguimiento del punto de consigna λ_d y que, de manera complementaria, encuentran al algoritmo de control que cumple y no cumple con los criterios de frenado antibloqueo. Así, dichas cantidades obtenidas están agrupadas en la tabla 4.1 y ordenadas de menor (alto desempeño) a mayor (bajo desempeño).

Tabla 4.1: Comparación de los índices de desempeño hallados en simulación.

N°	Controlador	T_b	IAE	ISE	Total
1	Relay + saturación	21.990	0.034	0.004	22.028
2	PI	22.580	0.020	0.002	22.602
3	PID	22.590	0.019	0.002	22.611
4	No lineal + Obs. de estado	22.800	0.024	0.002	22.827
5	Relay "On-Off"	22.930	0.028	0.003	22.960
6	Ley de estructura variable	27.520	0.024	0.003	27.547

4.1.2. Indicadores de desempeño en experimentación

De la misma manera, la segmentación de los datos cuantitativos (tabla 4.2) sobre el rendimiento de cada controlador implementado (en el banco de laboratorio INTECO) fue elaborada para destacar la capacidad individual de cada uno de ellos de controlar el deslizamiento λ . Entonces, por medio del método gráfico también se hizo la comparativa de estas cantidades con el fin de encontrar las diferencias numéricas entre la simulación modelo y la experimentación en el ABS (figura 4.2).

Tabla 4.2: Comparación de los índices de desempeño hallados en experimentación.

N°	Controlador	T_b	IAE	ISE	Total
1	No lineal + Obs. de estado	24,380	0.286	63.130	24,443.416
2	Relay + saturación	25,200	0.360	93.540	25,293.900
3	Ley de estructura variable	27,990	0.444	93.400	28,083.844
4	PID	28,600	0.878	363.300	28,964.178
5	PI	31,030	0.545	123.800	31,154.345
6	Relay "On-Off"	101,900	1.302	92.250	101,993.552

4.2. Discusión de resultados

4.2.1. Simulación

De la tabla comparativa de resultados 4.1, se puede asegurar que la asignación de puestos radicó en el cumplimiento de seguir muy de cerca a la referencia invariable en el tiempo (λ_d) y en aplicar una cantidad de torque M_1 no excesiva para evitar los cambios abruptos de velocidad. Por consiguiente, el controlador Relay + saturación es el algoritmo de control que, además de aplicar una cantidad total de torque de frenado inferior a las otras técnicas, logra detener a la rueda-neumático en el menor tiempo posible (debido a que tuvo λ el máximo acercamiento con el punto de consigna desde los primeros instantes de tiempo y sin sobreelongación). También, esto implicó que no presentara un uso excesivo de conmutaciones en la mordaza de frenos o un bloqueo de la rueda de giro.

Por otra parte, a pesar de que las métricas ISE e IAE determinaron que todos los algoritmos poseen una buena calidad de seguimiento, no indicaron si en algún momento se disminuye la velocidad angular de forma abrupta. Por esta razón la inclusión de la métrica T_b es la que tiene la capacidad de hacer una distinción cuando ocurre o no este fenómeno. Por ejemplo, se puede afirmar que, aunque se sabe que ninguna técnica de control bloquea

a la rueda-neumático, el controlador N° 6 ejecuto más acciones de frenado en la mordaza que el resto de los controladores; motivo por el que se penalizo su rendimiento total.

4.2.2. Experimentación

El incremento significativo de los indicadores de desempeño IAE e ISE en experimentación (tabla 4.2), consiguen demostrar que el seguimiento del punto de consigna no fue tan sofisticado como sucedió en simulación. Un hecho que confirma el efecto que produce la discrepancia entre la planta actual y el modelo matemático empleado para el diseño del controlador. No obstante, esta vía de evaluación determina que los controladores que efectúan correctamente una secuencia de frenado antibloqueo totalmente aceptable, son aquellos que se encuentran enumerados del 1 al 5 en la tabla comparativa 4.2. Por lo que, aunque tienen diferencias entre sus rendimientos no muestran cambiar de forma inmediata la variable de estado η_1 . En cambio, una serie de bloqueos correspondientes a la saturación de la señal de control u y provocados por el controlador Relay “On-Off”, fue el criterio más penalizado (del conjunto de datos racabados en la tabla 4.2) para no hacerlo candidato a emular un sistema de frenado antibloqueo real.

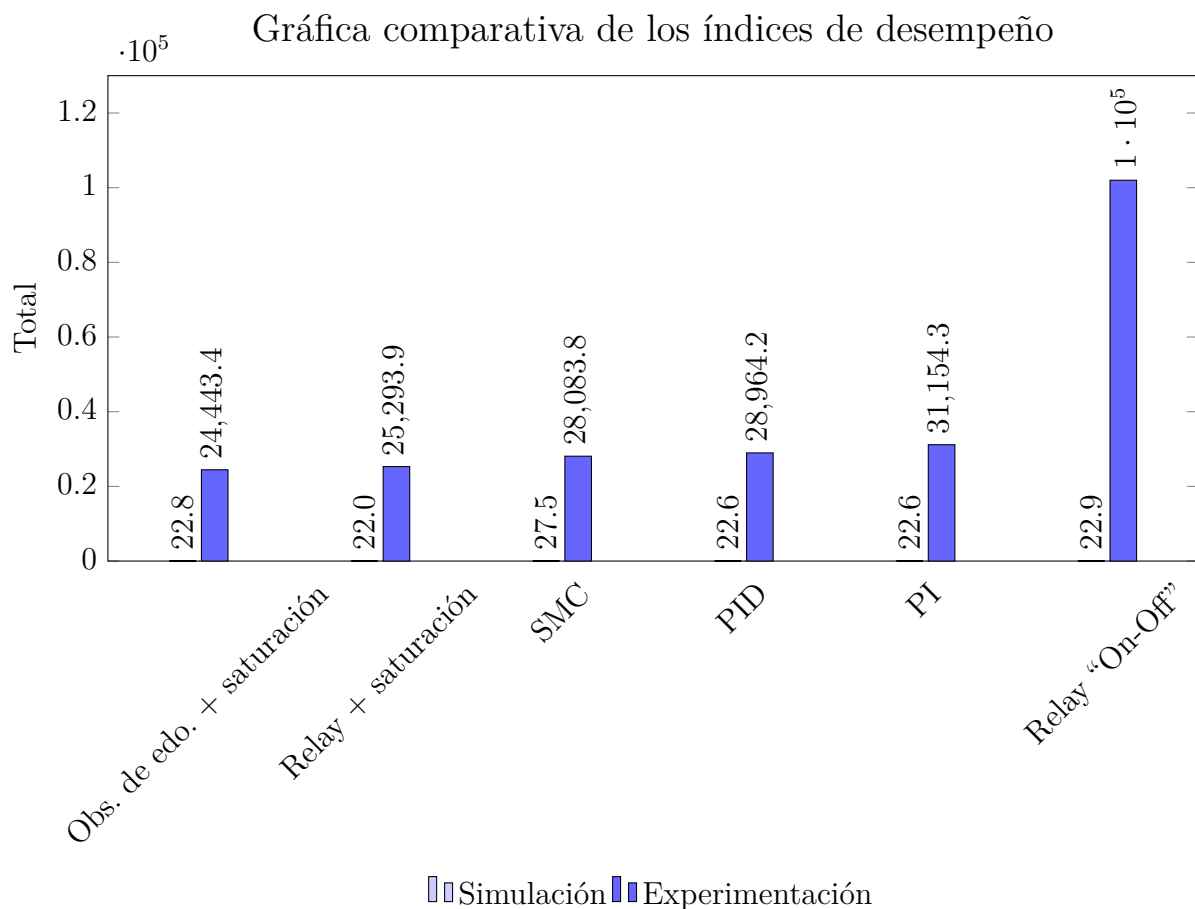


Figura 4.2: Visualización gráfica de resultados generados en las tablas 4.1 y 4.2.

Capítulo 5

Conclusiones

Los 6 algoritmos de control implementados los ambientes actualizados de MatLab/-Simulink para controlar a la variable física de deslizamiento λ demostraron que, cuando tienen como objetivo de seguimiento el valor específico de $\lambda = 18.75\%$, las pruebas de calidad determinan que entre más proximidad tengan las funciones λ y λ_d incrementan la posibilidad de detener a la rueda de giro lo más pronto posible y sin la capacidad de frenar repentinamente a la rueda-neumático.

La implementación de diversas pruebas diseñadas para ejecutar la puesta en marcha del ABS de laboratorio, validaron correctamente el funcionamiento del equipo que, desde tiempo atrás, no había sido utilizado en el desarrollo de prácticas de control automático.

Los algoritmos de control que son más recomendados para ejecutar una secuencia de frenado no abrupto, son aquellos que restringen de manera oportuna la saturación del sistema.

La aplicación de las 3 pruebas de calidad (T_b , IAE e ISE) a cualquier controlador (que tenga la intención de gobernar el ABS), son una base que confirma (ya sea en simulación o experimentación) cuando es el momento para aceptar que el seguimiento de la entrada de referencia es razonable, esto es, con el objetivo ejecutar pruebas de manera rápida y confiable.

La mayoría de los controladores tuvieron la habilidad de producir en experimentación el desempeño buscado a pesar de las discrepancias existentes entre el modelo dinámico y el sistema de laboratorio.

Apéndice A

Marco de referencia

El sistema de referencia que se adopta para analizar las fuerzas y los momentos que actúan en el diagrama de cuerpo libre del sistema ABS de laboratorio [12], es el marco de referencia ISO 8855 A.1.

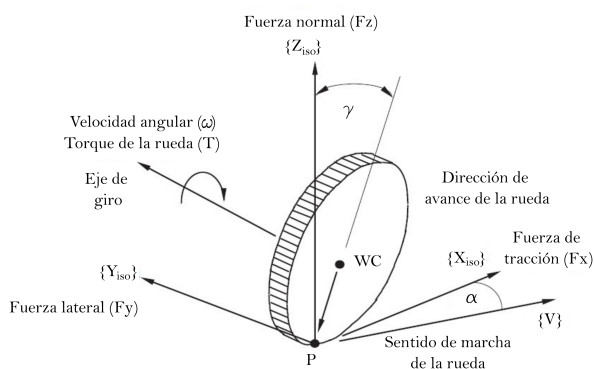


Figura A.1: Sistema de referencia ISO 8855 adaptado al análisis del ABS INTECO [7].

En consecuencia, en la adaptación de este marco de referencia, se identificaron las siguientes consideraciones para aclarar y descartar algunos efectos físicos que, de manera analítica, se incluyeron en el proceso de modelado matemático de la planta. Siendo las siguientes:

1. Los ángulos α y γ que representan al ángulo de deslizamiento e inclinación, respectivamente, tienen un valor nulo ($\alpha = \gamma = 0^\circ$).
2. El sentido de giro (avance) de la rueda-neumático es definido positivo en sentido horario.
3. Al tratarse de un contacto puntual y no superficial entre las dos ruedas sólidas del sistema INTECO, no se descarta el punto P del sistema de referencia ISO 8855 A.1.

Apéndice B

Definición del radio del neumático

La definición del radio de giro de la rueda-neumático es un parámetro importante para la formulación del grado de deslizamiento λ 1.1 en el equipo experimental y, a su vez, es un complemento dentro de la inclusión del sistema de referencia A.1. Por tanto, a partir de 3 propiedades geométricas [7] que describen a la circunferencia de un neumático B.1 (según el enfoque de aplicación), se determina que un radio sin carga, R_u , coincide con la descripción mecánica la rueda de giro del sistema, porque:

- Su geometría, construcción y la capacidad de no deformarse frente a las cargas (accesorios conectados de forma permanente), son los criterios que cumple el radio R_u y no los radios que implican tener presente deformación por compresión en el neumático (R_l y R_e).

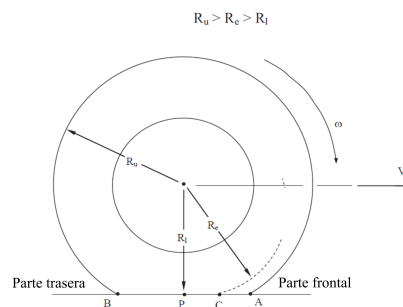


Figura B.1: Definición del radio de un neumático [7]. Donde: R_u , R_l y R_e son los radios sin carga, con carga y de rodadura efectiva, respectivamente.

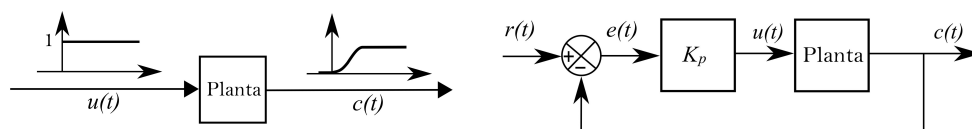
- No se consideran los esfuerzos de tensión y de compresión que son causados por el avance de la rueda sobre el piso (punto A Y B de la figura B.1), ya que pueden alterar la geometría de la circunferencia. Asimismo, implica que cualquier otro efecto físico no incluido (por ejemplo, los efectos térmicos) en el proceso de modelado, queda descartado.

Apéndice C

Sintonización

C.1. Entorno de simulación

La sintonización del controlador PI, se consolidó haciendo uso de 3 reglas experimentales que se basan en las características transitorias de la respuesta del sistema, esto es, la primera prueba es cuando este se ve afectado por una señal del tipo escalón unitario (aplicada en la entrada de este sistema y en el dominio del tiempo). La segunda prueba consiste en encontrar a la salida del sistema una respuesta oscilante. Entonces, mediante configuraciones C.1 de lazo abierto y cerrado (como lo establecen las reglas de Ziegler-Nichols en [6] y [19]), son hallados estos valores.



(a) Respuesta a un escalón unitario de una planta en lazo abierto. (b) Sistema en lazo cerrado con un controlador proporcional.

Figura C.1: Configuraciones a implementar en la sintonización del controlador [19].

C.1.1. Primer método de sintonización

El proceso de hallar los parámetros del controlador comenzó con la suposición de que la función de transferencia $G(s)$ que caracteriza la respuesta de la planta, pertenece a la de un sistema de primer orden con retardo y es expresada del modo siguiente:

$$G(s) = \frac{ke^{-Ls}}{Ts + 1} \quad (\text{C.1})$$

Donde: k es una ganancia unitaria, L es el tiempo de retardo y T es una constante de tiempo.

Así, después de excitar al sistema con una entrada escalón unitario se produce una respuesta que es aproximada a la que se tiene en C.1 (lado izquierdo) y sobre la que se toman las mediciones de las distancias comprendidas entre el origen y las intersecciones de la recta tangente C.2; siendo esta línea la que pasa por un punto de inflexión en la curva de la respuesta del sistema.

$$y(t) = 0.03 + 1.12(t - 0.03) \tag{C.2}$$

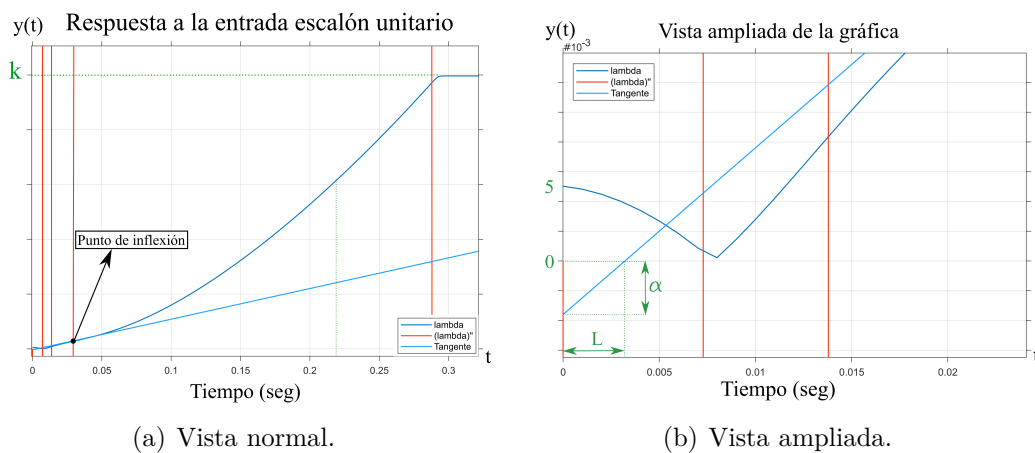


Figura C.2: Método gráfico empleado para medir la respuesta característica del sistema.

Donde las cantidades medidas son:

$$L = 0.0032, k = 1, T = 0.8968, \alpha = 0.0036$$

Por tanto, la primera regla de sintonía [19] que se aplica sugiere que solo se consideren las constantes L y T para calcular los parámetros. Con base en las expresiones de la tabla C.3 (lado derecho), se obtienen los parámetros C.3 (lado izquierdo).

Figura C.3: Parámetros para configurar el controlador.

Acción de control	k_p	T_i	T_d
P	280.250	∞	0
PI	252.225	0.0106	0
PID	336.3	0.0064	0.0016

Acción de control	k_p	T_i	T_d
P	$\frac{T}{L}$	∞	0
PI	$0.9\frac{T}{L}$	$\frac{L}{0.3}$	0
PID	$1.2\frac{T}{L}$	$2L$	$0.5L$

Otra regla de sintonización para este método es cuando se hace uso de las mismas distancias recabadas en C.2 para ejecutar una variante C.4 (lado derecho) de Ziegler-Nichols [6]. Además, a diferencia de la primera regla de sintonía, esta aproximación hace uso de las constantes α y L .

Figura C.4: Parámetros para configurar el controlador.

Acción de control	k_p	T_i	T_d
P	$\frac{1}{\alpha}$		
PI	$\frac{0.9}{\alpha}$	$3L$	
PID	$\frac{1.2}{\alpha}$	$2L$	$\frac{L}{2}$

Acción de control	k_p	T_i	T_d
P	277.7778		
PI	250	0.0096	
PID	333.3333	0.0064	0.0016

C.1.2. Segundo método de sintonización

En este método se sugiere mantener la configuración del sistema en lazo cerrado para que, de manera uniforme, se incremente la ganancia del controlador proporcional hasta encontrar una respuesta oscilante del deslizamiento y con el objeto de encontrar una ganancia crítica K_{cr} y un periodo P_{cr} de la señal periódica. Sin embargo al no hallar tal comportamiento (oscilaciones sostenidas [19]) esperado del sistema C.5, se puede determinar que este método no se puede aplicar.

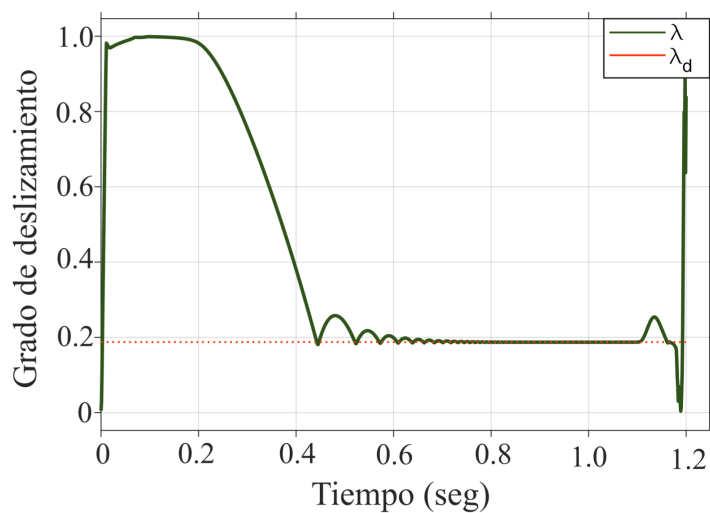
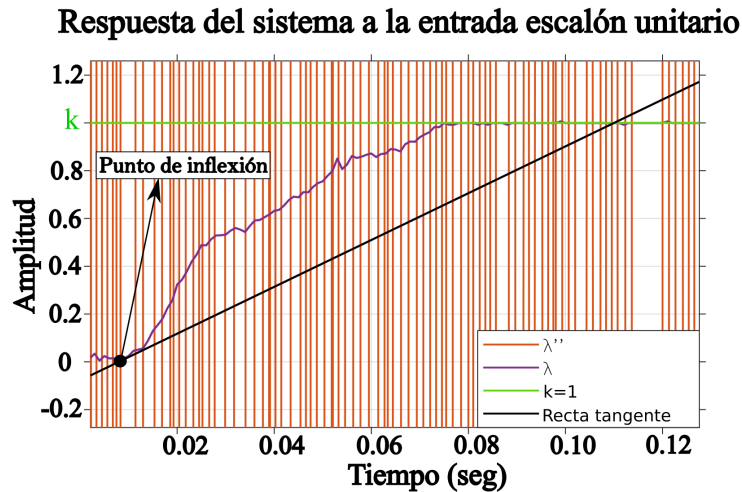


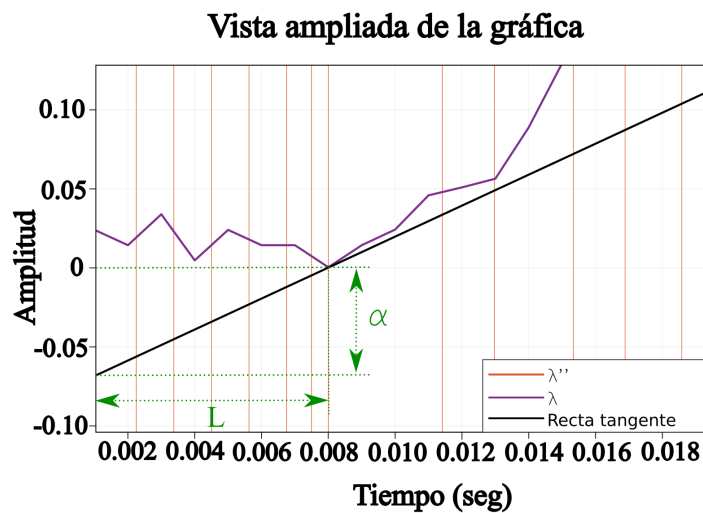
Figura C.5: Respuesta del sistema en simulación cuando es excitado con un valor de ganancia proporcional $k_p = 1500$.

C.2. Entorno de experimentación

La vía por la cual se hallaron los parámetros del controlador PI y PID, es la misma que se utilizó en el apartado anterior C.1. Sin embargo, al graficar la respuesta del sistema cuando este es excitado por una entrada escalón unitario C.6 se puede notar presencia de múltiples puntos de inflexión en la curva λ y, al aplicar el proceso de sintonización a uno de ellos, se encontraron los parámetros fijos del controlador.



(a) Vista normal.



(b) Vista ampliada.

Figura C.6: Método gráfico empleado para medir la respuesta característica del sistema.

Donde las mediciones son:

$$L = 0.008, \alpha = 0.07$$

Apéndice D

Control por modos deslizantes

D.1. Diseño basado en la ley de estructura variable

La síntesis del controlador comenzó con la propuesta de que el doble integrador del error definido por la expresión D.1 es controlado mediante el uso de la ley de estructura variable D.2.

$$\ddot{e}(t) = u(t) \tag{D.1}$$

$$u(t) = \begin{cases} -1, & \text{si } \sigma(e, \dot{e}) > 0 \\ 1, & \text{si } \sigma(e, \dot{e}) < 0 \end{cases} \tag{D.2}$$

Donde la función de conmutación es definida como:

$$\sigma(e, \dot{e}) = k_1 e + \dot{e} \tag{D.3}$$

Donde k_1 es un escalar positivo y también tiene la capacidad de incrementar o disminuir la rapidez con la que la señal λ se aproxima al nivel deseado λ_d . Así, el cumplimiento de la reducción del error que asegura el controlador se puede validar a partir del método gráfico D.1 y en el que se espera que el comportamiento del error en la operación normal del ABS pueda ser idéntico.

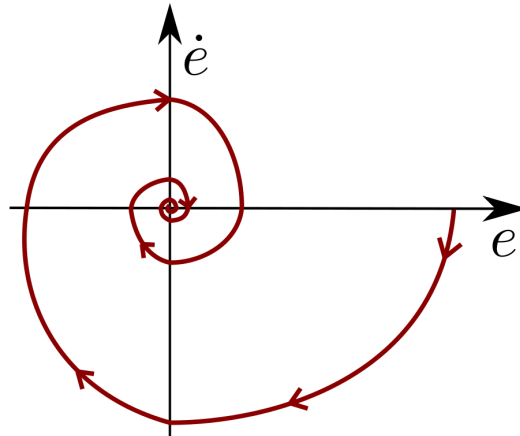


Figura D.1: Plano de fase de la velocidad del error (\dot{e}) contra la posición del mismo (e) que ilustra la convergencia de trayectorias en forma de espiral hacia el origen [22].

Otra forma conveniente de expresar la ecuación D.2 es a través de la función signo D.4 que también conmuta entre las dos estructuras de control para conseguir mantener las trayectorias alrededor de $\sigma(e, \dot{e}) = 0$ y, en donde, a esta expresión algebraica se le conoce como superficie deslizante por llevar las trayectorias o condiciones iniciales a cero D.3.

$$u(t) = -\text{sign}(\sigma(e, \dot{e})) \quad (\text{D.4})$$

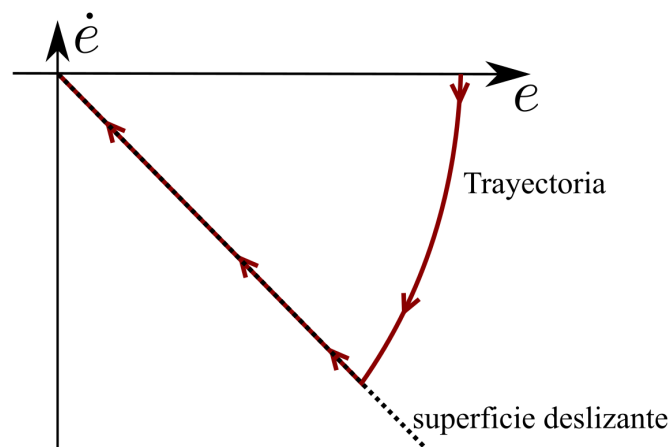


Figura D.2: Convergencia de las trayectorias hacia la superficie deslizante que aseguran estabilidad en el sistema [22].

Un caso particular que se debe de considerar en el diseño del controlador es cuando $\sigma(e, \dot{e}) = 0$, porque se dice que las conmutaciones llegan a ser de alta frecuencia o infinitas; un hecho que no puede satisfacer el controlador. Dado que esto no es posible, el error solo podrá permanecer cerca del origen sin ser cero. Además, cuando las trayectorias se encuentren sobre la superficie deslizante tienden a incrementar la frecuencia de

conmutación del actuador y a producir un fenómeno característico conocido como “chattering” que es un inconveniente en la implementación del controlador en la planta real [22].

Por lo tanto, el error y su derivada en términos de deslizamiento en la simulación de frenado son:

$$e = \lambda - \lambda_d, \quad \dot{e} = \dot{\lambda} - \dot{\lambda}_d \quad (\text{D.5})$$

En efecto, como la condición de alcanzabilidad D.6 aplicada al diseño se llegó a satisfacer, entonces se asegura que el deslizamiento λ alcanza al valor deseado en el entorno de simulación.

$$\sigma \dot{\sigma} < 0 \quad (\text{D.6})$$

$$\sigma (k_1 \dot{e} + \ddot{e}) < 0$$

$$\sigma (k_1 \dot{e} + u) < 0$$

$$\sigma (k_1 \dot{e} - \text{sign}(\sigma(e, \dot{e}))) < |\sigma| (k_1 |\dot{e}| - 1) < 0$$

Por último, el cumplimiento de la inecuación $k_1 |\dot{e}| < 1$ asegura que las trayectorias del sistema en cualquiera de los lados de la recta, definida como $\dot{e} = -k_1 e$, apunten y sean forzadas a llegar hasta ella, como sucede en la siguiente imagen:

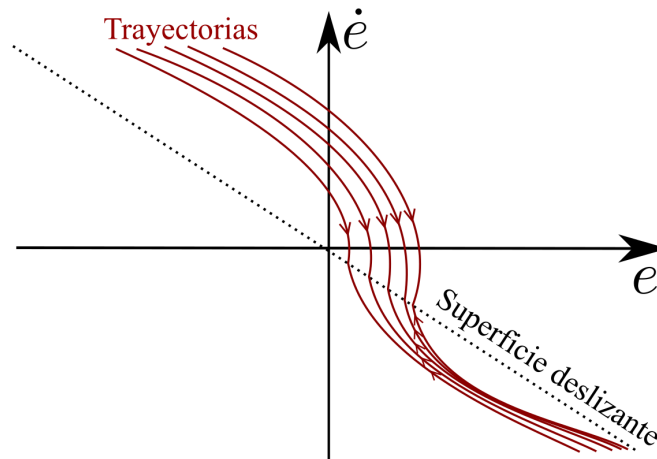


Figura D.3: Trayectorias que se dirigen, sin importar su ubicación, hacia la superficie de deslizamiento acotado [22].

Apéndice E

Repetición de frenado antibloqueo

E.1. Descripción

En este evento de frenado repetitivo se pretende emular una situación de frenado antibloqueo que es muy común en automovilismo inicial, esto quiere decir que se hace una suposición en la que el conductor pulsa en repetidas ocasiones el pedal de freno hasta regular la velocidad de avance. De esta forma la modificación del bloque de control sobre el “Encendido y apagado” digital del ABS E.1 en el banco de pruebas, comprende lo siguiente:

1. Velocidad de umbral: Es la velocidad a la cual se establecen las condiciones iniciales del sistema 3.1.1 y, una vez igualadas, la etapa de aceleración de la rueda inferior se apaga para habilitar la acción de frenado ABS.
2. Velocidad de corte: Este parámetro indica la velocidad (en rpm) a la cual se debe reiniciar el “Latch SR” del circuito digital, una vez alcanzadas las condiciones iniciales del sistema. Por lo que, si $Velocidad\ de\ corte \leq \eta_2$, entonces el ABS está encendido; donde: $Velocidad\ de\ corte = 500\ rpm$.

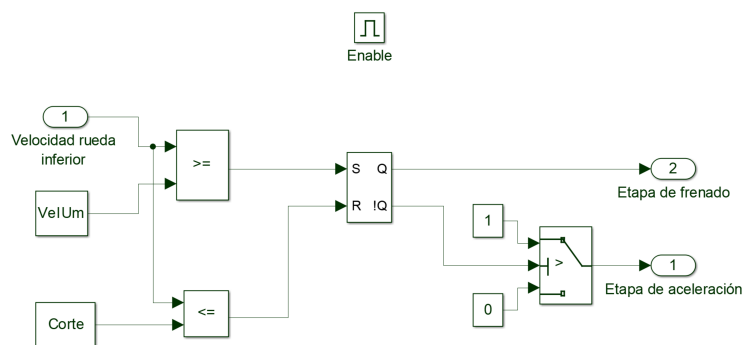


Figura E.1: Interior del bloque de control del “Encendido y apagado” del ABS.

En consecuencia, la formación de pulsos (dentro de la etapa del controlador del ABS) que se mantienen con una amplitud máxima del 20 % que se repiten cada segundo (periodo) y con un ciclo de trabajo del 60 %, sirven como la configuración del nivel de referencia a seguir por la acción de control PID durante 30 *seg*. Dando lugar a dos tipos de respuestas:

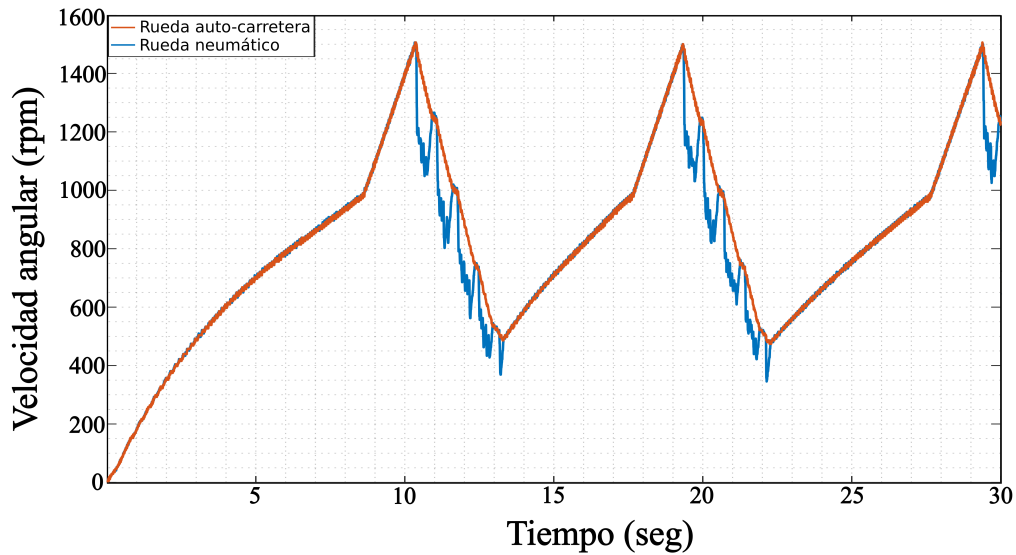


Figura E.2: Comportamiento intermitente de la función velocidad η_1 durante el accionamiento del frenado antibloqueo.

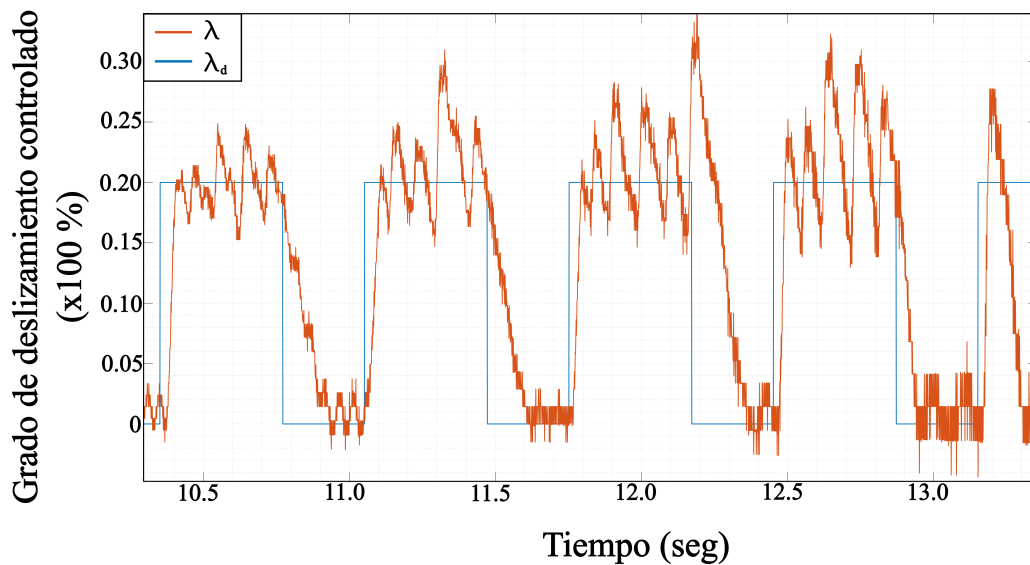


Figura E.3: Seguimiento del punto de consigna λ_d .

Apéndice F

Código fuente del bloque “S-Function”

F.1. Myabs.m

```
1 function [sys,x0,str,ts] = Myabs(t,x,u,flag)
2
3 switch flag
4     case 0
5         [sys,x0,str,ts]=mdlInitializeSizes;
6     case 1
7         sys=mdlDerivatives(t,x,u);
8     case 2
9         sys=mdlUpdate(t,x,u);
10    case 3
11        sys=mdlOutputs(t,x,u);
12    case 4
13        sys=mdlGetTimeOfNextVarHit(t,x,u);
14    case 9
15        sys =mdlTerminate(t,x,u);
16    otherwise
17        error(['unhandled flag = ',num2str(flag)]);
18 end
19
20 function [sys,x0,str,ts]=mdlInitializeSizes
21
22 sizes=simsizes;
```

```
23
24 sizes.NumContStates=3;
25 sizes.NumDiscStates=0;
26 sizes.NumOutputs=7;
27 sizes.NumInputs=1;
28 sizes.DirFeedthrough=0;
29 sizes.NumSampleTimes=1;
30
31 sys=simsizes(sizes);
32
33 xini=[50*pi 50*pi 0];
34
35 x0 = xini;
36 str = [];
37 ts = [0 0];
38
39 simStateCompliance='UnknownSimState';
40
41 function sys=mdlDerivatives(t,x,u)
42
43 w=[-0.04240011450454    0.00000000029375    0.03508217905067
    0.40662691102315];
44 a=0.00025724985785;
45 p=2.09945271667129;
46
47 r1=0.0995;
48 r2=0.0990;
49 L=0.370;
50 phi=65.61;
51 phi=phi*(pi/180);
52 J1=7.5281e-3;
53 J2=25.603e-3;
54 d1=1.2e-4;
55 d2=2.25e-4;
56 M10=0.0032;
57 M20=0.093;
58 Mg=19.6181;
59
60 tau=0.048;
```

```
61 b1=15.24;
62 b2=-6.21;
63 u0=0.40748031496063;
64
65 v1 = r1*x(1);
66 v2 = r2*x(2);
67
68 vr = v2-v1;
69 svr=sign(vr);
70 s1 =tanh(x(1));
71 s2 =tanh(x(2));
72
73 M10 = s1*M10;
74 M20 = s2*M20;
75
76 sn = sin(phi) ;
77 cn = cos(phi) ;
78
79 c11 = r1*d1/J1 ;
80 c12 = (M10+Mg)*r1/J1 ;
81 c13 = -d1/J1 ;
82 c14 = -M10/J1 ;
83 c15 = r1/J1 ;
84 c16 = -1/J1 ;
85 c21 = -r2*d1/J2 ;
86 c22 = -(M10+Mg)*r2/J2;
87 c23 = -d2/J2 ;
88 c24 = -M20/J2 ;
89 c25 = -r2/J2 ;
90 c31 = 1/tau ;
91 ee = 1 ;
92 rho = 1 ;
93 nv = norm([v1 v2]) ;
94 nve = nv/ee ;
95 if nv<ee
96     rho = (3-2*nve)*nve^2 ;
97 end
98
99 if v2>=v1
```

```
100     if (v1>0)&(v2>0)
101         lam = (v2-v1)/(v2) ;
102     elseif (v1<=0)&(v2>=0)
103         lam = 1 ;
104     elseif (v1<0)&(v2<=0)
105         lam = (v1-v2)/(v1) ;
106     end
107 else
108     if (v1>0)&(v2>0)
109         lam = (v1-v2)/(v1) ;
110     elseif (v1>=0)&(v2<=0)
111         lam = 1 ;
112     elseif (v1<=0)&(v2<0)
113         lam = (v2-v1)/(v2) ;
114     end
115 end
116
117
118 lam = lam*rho;
119
120 lp = lam^p ;
121 mu = w(4)*lp/(a+lp) ;
122 mu = mu + w(3)*lam^3+w(2)*lam^2+w(1)*lam;
123 mu = svr*mu ;
124 mu = mu*rho ;
125
126 S = (mu/L)/(sn-mu*cn) ;
127
128 if u>=u0
129     b = b1*u+b2 ;
130 else
131     b = 0.0 ;
132 end
133
134 dx(1,1) = S*(c11*x(1)+c12)+c13*x(1)+c14+(c15*S+c16)*s1*x(3) ;
135 dx(2,1) = S*(c21*x(1)+c22)+c23*x(2)+c24+c25*S*s1*x(3) ;
136 dx(3,1) = c31*(b-x(3)) ;
137
138 sys = dx;
```

```
139
140
141 function sys=mdlUpdate(t,x,u)
142 sys=[];
143
144 function sys=mdlOutputs(t,x,u)
145
146 w=[-0.04240011450454    0.00000000029375    0.03508217905067
    0.40662691102315];
147 a=0.00025724985785;
148 p=2.09945271667129;
149
150 r1=0.0995;
151 r2=0.0990;
152 L=0.370;
153 phi=65.61;
154 phi=phi*(pi/180);
155 J1=7.5281e-3;
156 J2=25.603e-3;
157 d1=1.2e-4;
158 d2=2.25e-4;
159 M10=0.0032;
160 M20=0.093;
161 Mg=19.6181;
162
163 tau=0.048;
164 b1=15.24;
165 b2=-6.21;
166 u0=0.40748031496063;
167
168 v1 = r1*x(1);
169 v2 = r2*x(2);
170
171 vr = v2-v1;
172 svr=sign(vr);
173 s1 =tanh(x(1));
174 s2 =tanh(x(2));
175
176 M10 = s1*M10;
```

```
177 M20 = s2*M20;
178
179 sn = sin(phi) ;
180 cn = cos(phi) ;
181
182 c11 = r1*d1/J1 ;
183 c12 = (M10+Mg)*r1/J1 ;
184 c13 = -d1/J1 ;
185 c14 = -M10/J1 ;
186 c15 = r1/J1 ;
187 c16 = -1/J1 ;
188 c21 = -r2*d1/J2 ;
189 c22 = -(M10+Mg)*r2/J2;
190 c23 = -d2/J2 ;
191 c24 = -M20/J2 ;
192 c25 = -r2/J2 ;
193 c31 = 1/tau ;
194
195 ee = 1 ;
196 rho = 1 ;
197 nv = norm([v1 v2]) ;
198 nve = nv/ee ;
199 if nv<ee
200     rho = (3-2*nve)*nve^2 ;
201 end
202
203 if v2>=v1
204     if (v1>0)&(v2>0)
205         lam = (v2-v1)/(v2) ;
206     elseif (v1<=0)&(v2>=0)
207         lam = 1 ;
208     elseif (v1<0)&(v2<=0)
209         lam = (v1-v2)/(v1) ;
210     end
211 else
212     if (v1>0)&(v2>0)
213         lam = (v1-v2)/(v1) ;
214     elseif (v1>=0)&(v2<=0)
215         lam = 1 ;
```

```
216     elseif (v1<=0)&(v2<0)
217         lam = (v2-v1)/(v2) ;
218     end
219 end
220
221
222 lam = lam*rho;
223
224 lp = lam^p ;
225 mu = w(4)*lp/(a+lp) ;
226 mu = mu + w(3)*lam^3+w(2)*lam^2+w(1)*lam;
227 mu = svr*mu ;
228 mu = mu*rho ;
229
230 Fn = (s1*x(3)+M10+Mg+d1*x(1))/(L*sn-L*mu*cn) ;
231 Ff = mu*Fn ;
232
233 sys = [x(1:3);lam;abs(mu);Fn;Ff];
234 function sys=mdlGetTimeOfNextVarHit(t,x,u)
235 sys=[];
236
237 function sys=mdlTerminate(t,x,u)
238 sys=[];
```

Referencias

- [1] “Mercedes-Benz and the invention of the anti-lock braking system: ABS, ready for production in 1978“ [En línea]. Disponible en: <https://group-media.mercedes-benz.com/marsMediaSite/ko/en/9913502> [Accedido: 08/01/2023]
- [2] R. B. Gmbh, “Driving Stability Systems“, Technology, 2005.
- [3] “Norma oficial mexicana nom-194-scft-2015, dispositivos de seguridad esenciales en vehículos nuevos-especificaciones de seguridad“ [En línea]. Disponible en: https://www.dof.gob.mx/nota_detalle.php?codigo=5436325&fecha=09/05/2016#gsc.tab=0 [Accedido: 08/02/2023]
- [4] “Vehicle Control Systems“ [En línea]. Disponible en: <https://www.wabco-customercentre.com/catalog/docs/8150101943.pdf> [Accedido: 08/02/2023]
- [5] T.D. Gillespie, “Fundamentals of vehicle dynamics“. 1ra edición, Warrendale PA: Society of automotive engineers, Inc. 1992.
- [6] K. Åmstrong, R. Murray, “Feedback Systems: An introduction for scientists and Engineers“. Version v2.10b. In the United Kingdom: Princeton University Press, 2008.
- [7] M. Bludell, D. Harty, “The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics“. 2da Edición, Coventry University, Coventry, UK: Faculty of Engineering and Computing. 2015.
- [8] B. Minaker, “Fundamentals of vehicle dynamics and modelling: a textbook for engineers with illustrations and examples“, 1ra Edición. University of Windsor, ON, CA: Wiley. 2020.
- [9] B. Ozdayan, M. V. Blundell, “Anti-lock braking system simulation and modelling in adams“. International Conference on Simulation, Coventry CV15FB, England: IEE.1998.
- [10] K. Kogut, K. Kolek, M. Rosól, A. Turnau, “Advances in Intelligent Systems and Computing: A new current based slip controller for ABS 577“. 2017.

- [11] V. Rodrigues, L. Hsu, L. Fridman, “*Adaptive sliding mode control with guaranteed performance based on monitoring and barrier functions*“, Int J Adapt Control Signal Process, Vol. 36, N. 1249-1499, Junio 2021.
- [12] INTECO The laboratory anti-lock braking system controlled from PC, “*User’s manual*“. INTECO, Polonia. 2011.
- [13] H. Mirzaeinejad, M. Mirzaei, “*Adaptive sliding mode control with guaranteed performance based on monitoring and barrier functions*“, Control Engineering Practice, Vol. 18, Issue 8, N. 918-926, 2010.
- [14] S. John, J. Pedro, “*Neural Network-Based Adaptive Feedback Linearization Control of Antilock Braking System*“, Int. J. Artif. Intell, Vol. 10, N. S13, Marzo, 2013.
- [15] D. Antić, V. Nikolić, D. Mitić, M. Milojković, S. Perić, “*Sliding mode control of anti-lock braking system: an overview*“, Automatic Control and Robotics, Vol. 9, N. 1, 2010.
- [16] P. E. Tippens, “*Física, conceptos y aplicaciones*“, 7ma Edición. Perú: McGraw-Hill, 2001.
- [17] L. F. Rodriguez, “*Análisis del efecto de sintonización del control PI en sistemas de freno ABS-INTECO*“, tesis de fin de grado en ingeniería, Facultad de ingeniería, UNAM, Ciudad de México, CDMX, 2016.
- [18] H. Koivo, M. Elmusrati, “*Systems engineering in wireless communications*“. 1ra Edición. United Kingdom: John Wiley & Sons Ltd, 2009.
- [19] K. Ogata, “*Ingeniería de control moderna*“. 5ta edición. Madrid, España: PEARSON EDUCACIÓN, 2010.
- [20] Broadcom (21/02/2023), “*Quick Assembly Two and Three Channel Optical Encoders*“ [En línea]. Disponible en: <https://www.broadcom.com/products/motion-control-encoders/incremental-encoders/transmissive-encoders/hedm-5505j06> [Accedido: 01/02/2023]
- [21] PMW Dynamics (21/02/2023), “*GPM16RL*“ [En línea]. Disponible en: <https://www.pmw-dynamics.com/brushed-pancake-motors/> [Accedido: 22/02/2023]
- [22] C. Edwards & S. K. Spurgeon, “*Sliding mode control: theory and applications*“. Vol. 7. Boca Ratón, FL: Taylor & Francis Group, 1998.
- [23] L. Zaccarian & A. R. Teel, “*Modern Anti-Windup Synthesis: Control Augmentation for Actuator Saturation*“. Princeton, New Jersey: Princeton University Press, 2011.

- [24] P. G. Camacho González, “Control de un sistema de frenado ABS basado en modos deslizantes”, tesis de fin de máster, Facultad de ingeniería eléctrica, UMSNH, Morelia, Michoacán, 2013.
- [25] Y. Oniz, E. Kayacan, O. Kaynak, “A dynamic method to forecast the wheel slip for antilock braking system and its experimental evaluation”, IEEE TRANSACTIONS ON SYSTEMS, MAN, AND CYBERNETICS—PART B: CYBERNETICS, Vol. 39, N.º 39, pp. 551-560, Abril 2009.
- [26] J. F. Guerrero Castellanos, E. Cortez Dena, “Control de velocidad para servomecanismos libre de modelo”, Pádi boletín científico de ciencias básicas e ingenierías del ICBI, Vol. 10, N.º especial 5, pp. 91-96, 2022.
- [27] F. Jiang, Z. Gao, “An Application of Nonlinear PID Control to a Class of Truck ABS Problems”, in Decision and Control, Orlando, FL., 2001, pp. 516-521.
- [28] I. Mustafa, N. Saad, M. Abdelkafi, U. Al-Saggaf, A. Milyani, “Simulation Analysis and Experimental Evaluation of Improved Field-Oriented Controlled Induction Motors Incorporating Intelligent Controllers”, IEEE Access, Vol. 10, pp. 18380-18394, Febrero 2022.
- [29] “Hardware-in-the-loop” [En línea]. Disponible en: <https://www.ni.com/es/solutions/transportation/hardware-in-the-loop/what-is-hardware-in-the-loop-.html> [Accedido: 22/05/2023]
- [30] S. Huerta Moro, “Control en modo deslizante en tecnología CMOS para convertidores CD-CD tipo buck”, tesis de fin de grado en maestría, Facultad De Ciencias De La Electrónica, BUAP, Puebla, México, 2020.
- [31] D. C. Hernández Zárate, “Control por modos deslizantes para sistemas implícitos”, tesis de fin de grado del doctorado en ciencias, Control automático, CINVESTAV, Ciudad de México, CDMX, 2015.
- [32] T. Urica, P. Sojka, D. Koniar, A. S. Libor Hargas, “The control process of an On-Off Controller”, 20th International Scientific Conference on Electric Power Engineering (EPE), Kouty nad Desnou, República Checa, 2019, S/N.
- [33] D. E. Seborg, T. F. Edgar, D. A. Mellichamp, “Process dynamics and control”, 2da edición. Danvers, Massachusetts: John Wiley & Sons Inc, 2004.
- [34] P. D. Domański, “Control performance assessment: Theoretical analyses and Industrial practice”, Vol. 245, Warsaw, Poland: Springer Nature Switzerland, 2020.

-
- [35] F. G. Shinskey, "*Process control: As taught vs as practiced*", Ind. Eng. Chem. Res., Washington, DC., Vol. 41, 2002, pp. 3745-3750.
- [36] Y. Huang, W. Xue, "*Active disturbance rejection control: Methodology and theoretical analysis*", ISA transactions, Beijing, China. Vol. 53, pp. 963-976, 2014.