

SISTEMA ANTIBLOQUEIO (ABS) PARA FREIOS ELETROMECAˆNICOS
UTILIZANDO CONTROLE POR MODOS DESLIZANTES

José de Jesus Botelho de Lima

TESE SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DA COORDENAÇÃO DOS
PROGRAMAS DE PÓS-GRADUAÇÃO DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE
FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS
NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM CIÊNCIAS
EM ENGENHARIA ELÉTRICA.

Aprovada por:

Prof. Liu Hsu, D. d'Etat

Prof. Fernando Cesar Lizarralde, D.Sc

Prof. Paulo Lucio Silva de Aquino, D.Sc.

Prof. João Carlos dos Santos Basílio, Ph.D.

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

AGOSTO DE 2005

LIMA, JOSÉ DE JESUS BOTELHO

Sistema Antibloqueio (ABS) para Freios Eletromecânicos utilizando Controle por Modos Deslizantes [Rio de Janeiro] 2005

xiv, 124p. 29,7 cm (COPPE/UFRJ, M.Sc., Engenharia Elétrica, 2005)

Tese - Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE

1. Controle por modos deslizantes
2. Sistema Antibloqueio (ABS) para veículos de quatro rodas
3. Controle de Freio Eletromecânico
4. Observadores não lineares
5. Ajuste do deslizamento desejado, busca da força de atrito ótima, busca extremal

I. COPPE/UFRJ II. Título (série)

Agradecimentos

A Deus, em primeiro lugar, por permitir que eu atingisse este degrau.

À minha companheira, Niderleide da Silva Aguiar por sempre me incentivar e pelas suas orações.

À minha mãe Luiza Estela de Lima Botelho pelos incentivos e orações e a meu pai José Botelho Filho pelo exemplo de vida deixado, pois nunca desistiu no que acreditava. Agradecimento que se estende a toda minha família.

Aos meus orientadores, professores Liu Hsu e Fernando Lizarralde, pela paciência, orientação e confiança em mim depositados. Em especial ao professor Liu pela suas orientações que foram fundamentais para a conclusão deste trabalho.

À Suframa pelo financiamento do primeiro curso de mestrado em Automação Industrial em Manaus, para enriquecimento tecnológico da Zona Franca de Manaus.

À parceria NUTELI/UFAM com a COPPE/UFRJ, fundamental para a realização do meu sonho.

Ao CEFET-AM nas pessoas dos Professores José Carlos Nunes e Raimundo Jimenez pelo apoio total que me permitiu dedicação ao curso, assim como apoio financeiro.

À professora Marly Guimarães que sempre me deu apoio em todas as minhas solicitações.

A minha companheira de trabalho no Instituto de Criminalística do Estado do Amazonas, Perita Criminal Edlene Correia Pinheiro que viabilizou minha dedicação ao mestrado nos meses finais. Agradecimento que se estende a todos os outros companheiros, em especial à minha equipe de plantão que me incentivou e apoiou.

À COPPE/UFRJ, nas pessoas dos professores e de seus funcionários.

Aos meus pais
que não estão mais entre nós
mas sempre lutaram até o último instante

Resumo da Tese apresentada à COPPE/UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Mestre em Ciências (M.Sc.)

SISTEMA ANTIBLOQUEIO (ABS) PARA FREIOS ELETROMECAÑICOS UTILIZANDO CONTROLE POR MODOS DESLIZANTES

José de Jesus Botelho de Lima

Agosto/2005

Orientadores: Liu Hsu

Fernando Cesar Lizarralde

Programa: Engenharia Eléctrica

O sistema antibloqueio de freio (*Antilock Braking System* ou ABS) de um veículo automotivo destina-se a controlar o deslizamento de cada roda para evitar o seu bloqueio e assim manter uma elevada força de atrito de frenagem bem como a dirigibilidade do veículo. Os controladores ABS devem possuir características adaptativas e/ou robustas com respeito às altas incertezas das características dos pneus e da pista.

Neste trabalho são discutidos alguns métodos para resolver o problema do bloqueio da roda para veículos com freio eletromecânico : o método de ajuste pelo *deslizamento desejado* e dois métodos de controle extremal para busca da força de atrito máxima, um deles baseado em modos deslizantes e outro em adaptação utilizando a técnica de perturbação senoidal.

O desempenho e a robustez dos controladores são avaliados através de simulações. Um esquema para incorporar a estimativa da velocidade do veículo e da força de atrito das rodas é proposto motivado pela dificuldade em se medir diretamente essas variáveis necessárias para implementar os controladores. Um procedimento para escolha dos parâmetros do controlador pela busca da força de atrito óptima via modos deslizantes também é sugerido. Uma comparação entre os resultados dos controladores propostos é apresentada.

Abstract of Thesis presented to COPPE/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science (M.Sc.)

ANTILOCK BRAKING SYSTEM(ABS) FOR ELECTROMECHANICAL BRAKES
USING CONTROL VIA SLIDING MODES

José de Jesus Botelho de Lima

August/2005

Advisors: Liu Hsu
Fernando Cesar Lizarralde

Department: Electrical Engineering

The antilock braking systems (ABS) of automotive vehicles are intended to control the slip of each wheel in order to prevent it from locking so as to maintain a high wheel friction and the vehicle steerability. ABS controllers are characterized by robust adaptive behavior with respect to highly uncertain tyre characteristics and fast changing road surface properties.

This work discusses some methods to solve the wheel blockage problem for vehicles that possess electromechanical braking systems (brake-by-wire technology): a method based on the desired wheel slip and two methods of extremal control to achieve maximal friction, one based in sliding modes and another based on adaptation utilizing a sinusoidal probe signal.

Simulations are performed to test the robustness and performance of the proposed controllers. A method to incorporate estimates of the vehicle speed and the wheel friction force is proposed, motivated by the difficulty of directly measuring these variables which are necessary to implement the controllers. A procedure for choosing the controller parameters of the sliding mode extremal controller is also suggested. A comparison of the results achieved with the proposed controllers is presented.

Conteúdo

Lista de Figuras	xi
Lista de Tabelas	xiv
1 Introdução	1
Introdução	1
1.1 Histórico do Sistema Antibloqueio (ABS)	1
1.1.1 Apresentação de um Sistema Antibloqueio (ABS)	2
1.2 Revisão Bibliográfica	4
1.2.1 Ajuste do Deslizamento Desejado	4
1.2.2 Busca da Força de Atrito Ótima	5
1.2.3 Busca da Desaceleração Máxima da Roda	5
1.3 Atuadores de freio do ABS	6
1.4 Contribuições	8
1.5 Organização da Tese	9
2 Modelagem	11
2.1 Modelagem das Dinâmicas da Roda e do Veículo	11
2.1.1 Dinâmica da Roda	11
2.1.2 Dinâmica do Veículo	14
2.1.3 Dinâmica do Sistema	15
2.1.4 Dinâmica do Sistema em termos do Deslizamento da Roda	15
2.2 Modelagem da Dinâmica do Freio Eletromecânico	16
2.3 Introdução	16
2.4 Freio Convencional por Fricção	17

2.5	Princípio do Freio Eletromagnético	18
2.6	Funcionamento do Freio Eletromecânico	18
2.7	Modelo Físico do Freio Eletromecânico (EMB)	19
2.8	Dinâmica do Freio Eletromecânico	21
3	Controle a Estrutura Variável (EV)	22
3.1	Motivação para utilizar o Controle a Estrutura Variável	22
3.2	Controle via Modos Deslizantes para Sistemas com Direção Conhecida do Vetor de Controle	22
3.3	Controle via Modos Deslizantes para Sistemas com direção desconhecida do Vetor de Controle	31
3.3.1	Formulação do Problema	31
3.3.2	Projetando o Controlador	32
3.4	Observadores via Modos Deslizantes de Força de Atrito e Velocidade Linear do Veículo	36
3.4.1	Observadores de Força de Atrito e Velocidade Linear do veículo utilizando Filtro Passa-Baixa	37
3.4.2	Observadores de Força de Atrito e Velocidade Linear do veículo utilizando Camada Limite (Boundary Layer)	38
3.4.3	Projeto dos Observadores de Força de Atrito e Velocidade Linear do veículo utilizando Filtro Passa-Baixa	38
3.4.4	Projeto dos Observadores de Força de Atrito e Velocidade Linear do veículo utilizando Camada Limite (Boundary Layer)	39
4	Controle pela Busca Extremal para uma Planta Estática	40
4.1	Busca Extremal para uma Planta Estática	40
5	Controlador do Freio Eletromecânico	44
5.1	Controle via Modos Deslizantes para Rastreamento de um Torque Desejado	44
5.2	Projeto do Controlador de Freio	45
6	Sistema Antibloqueio (ABS) pelo Deslizamento Desejado	47
6.1	Introdução	47

6.2	Dinâmica do Sistema	47
6.3	Projeto do Controlador a Estrutura Variável	48
6.3.1	Projeto do Controlador	49
6.4	Simulink e a Estratégia de Controle	51
6.4.1	Velocidade do Veículo e Força de Atrito Disponíveis	51
6.4.2	Uso dos Observadores de Força e Velocidade	52
6.5	Resultados da Simulação	52
6.5.1	Força de Atrito e Velocidade do veículo disponíveis	52
6.5.2	Com Observadores de Força de Atrito e Velocidade do Veículo	54
7	Sistema Antibloqueio (ABS) pela busca Extremal por Modos Deslizantes	56
7.1	Introdução	56
7.2	Dinâmica do Sistema	57
7.2.1	Dinâmica da Roda	57
7.2.2	Dinâmica do Veículo	57
7.2.3	Modelo da Força de Atrito	57
7.3	Projeto do Controlador a Estrutura Variável	59
7.3.1	Introdução	59
7.3.2	Desenvolvimento do Controlador	60
7.3.3	Primeira Versão do Controlador	60
7.3.4	Segunda Versão do Controlador	63
7.4	Simulink e Estratégia de Simulação	65
7.4.1	Velocidade do Veículo e Força de Atrito Disponíveis	66
7.4.2	Uso dos Observadores de Força e Velocidade do Veículo	66
7.5	Resultados da Simulação	67
7.5.1	Força de Atrito e Velocidade do veículo disponíveis	67
7.5.2	Teste de convergência pela direita	67
7.5.3	Teste de convergência pela esquerda	67
7.5.4	Teste de Robustez	68
7.5.5	Com Observadores de Força de Atrito e Velocidade do Veículo	69
8	Sistema Antibloqueio (ABS) pela busca Extremal por Adaptação	71
8.1	introdução	71

8.2	Dinâmica do Sistema	71
8.3	ABS via Busca Extremal	73
8.4	Estratégia de Controle	74
8.4.1	Resultados da Simulação	74
9	Comparação dos Resultados	76
10	Conclusões	79
10.1	Trabalhos Futuros	80
	Apêndices	81
A	Cálculo dos Parâmetros do Controlador pela busca Extremal por Mo- dos Deslizantes	81
A.1	Exemplo de cálculo para os parâmetros K , $\dot{\sigma}$ e C	84
B	Programas Fontes	86
B.1	Controle pelo Deslizamento desejado	86
B.2	Controle pela busca da Força de atrito ótima	88
	Bibliografia	90

Lista de Figuras

1.1	Diagrama de blocos de um Sistema Antibloqueio	3
2.1	A figura (a) ilustra a dinâmica da roda, quando o veículo é tracionado e a figura (b) quando, o veículo é freiado.	12
2.2	Curva Típica $\mu x \lambda$	12
2.3	Curvas $\mu x \lambda$ para diferentes condições da pista	13
2.4	Dinâmica do Veículo	14
2.5	Modelo de uma roda relacionando Veículo/Pista/Pneu	15
2.6	Ilustração de um freio a disco	17
2.7	Ilustração de um freio a tambor	17
2.8	Princípio do freio eletromagnético	18
2.9	Foto de um freio eletromecânico montado em um veículo	19
2.10	Ilustração em corte longitudinal do desenho de um freio eletromecânico	19
2.11	Modelo do freio eletromecânico	20
2.12	Estrutura em cascata do Controlador do EMB	21
3.1	Trajетórias próximas à superfície de escorregamento	23
3.2	Efeito de chattering	24
3.3	Superfície de escorregamento para o caso $n=2$ (adaptado de Slotine;Li,1991)	25
3.4	Trajетória típica de sistema controlado para o caso $n=2$ (adaptado de Slotine & Li (1991)	27
3.5	Suavização da lei de controle para evitar chattering(adaptado de Slotine & Li,1991)	29
3.6	Diagrama em blocos para a lei de controle representada pela equação (3.14)	31

3.7	Diagrama em blocos para a lei de controle representada pela equação (3.16)	31
3.8	Esquema de Controle Proposto	33
3.9	Esquema em blocos que ilustra a equação (3.31)	34
3.10	Esquema em blocos que ilustra a equação (3.34)	34
3.11	Rastreamento da Saída (σ) para o esquema ilustrado na figura 3.10 . .	34
3.12	Rastreamento da Saída (σ) para o esquema ilustrado na figura com 3.9 $G(x)b^T(t, x)M_o > 0$	34
3.13	Plano de fase para $G(x)b^T(t, x)M_o > 0$	35
3.14	Plano de fase para $G(x)b^T(t, x)M_o < 0$	35
3.15	Observadores de força de atrito e velocidade linear do veículo com filtro passa-baixa	38
3.16	Observadores de força de atrito e velocidade linear do veículo utilizando camada limite	38
3.17	Projeto dos Observadores de força de atrito e velocidade do veículo uti- lizando filtro passa-baixa	39
3.18	Projeto dos Observadores de força de atrito e velocidade do veículo uti- lizando camada limite	39
4.1	Esquema Básico de Busca Extremal	40
5.1	Esquema em blocos que ilustra a equação (5.6)	45
5.2	Controlador de Freio somente com um relé	46
6.1	Esquema que representa a equação (6.5)	49
6.2	Estratégia de Controle pelo Deslizamento Desejado com Velocidade do Veículo e Força de Atrito disponíveis	52
6.3	Estratégia de Controle pelo Deslizamento Desejado usando Observadores de Força de Atrito e Velocidade	52
6.4	Resultado da Simulação com ponto inicial à direita do λ desejado . . .	53
6.5	Resultado da Simulação com ponto inicial à esquerda do λ desejado . .	53
6.6	Resultado da simulação para superfícies diferentes de pista	54

6.7	Resultado da simulação com Observadores de Força e Velocidade do Veículo para pista seca	54
6.8	Resultado da simulação com Observadores de Força e Velocidade do Veículo para pista escorregadia	55
7.1	Modelo de Pacejka	58
7.2	Alternância de sinal de \dot{z}_i para $(\frac{\partial F_i}{\partial \lambda}) > 0$	62
7.3	Alternância de sinal de \dot{z}_i para $(\frac{\partial F_i}{\partial \lambda}) < 0$	62
7.4	Diagrama em Blocos do Controlador (2ª Versão)	65
7.5	Estratégia de Controle pela busca extremal por modos deslizantes com Velocidade do Veículo e Força de Atrito disponíveis(ControlDrakunov.mdl)	66
7.6	Estratégia de Controle pela busca extremal por modos deslizantes com Observadores de Força de Atrito e Velocidade do Veículo	67
7.7	Resultado da Simulação com ponto inicial à direita do λ_*	68
7.8	Resultado da Simulação com ponto inicial à esquerda do λ_*	68
7.9	Resultado da simulação para superfícies diferentes de pista	69
7.10	Resultado da simulação com Observador de Força para pista seca	69
7.11	Resultado da simulação com Observador de Força para pista escorregadia	69
8.1	Esquema de Busca Extremal para a Dinâmica do Sistema (8.1) e (8.2) .	74
8.2	Estratégia de Controle pela busca Extremal por Adaptação	74
8.3	Resultado da simulação com Observador de Força para pista seca	75
8.4	Resultado da simulação com Observador de Força para pista escorregadia	75
9.1	Resultado da simulação para pista seca	77
9.2	Resultado da simulação para pista escorregadia	77
9.3	Resultado da simulação para pista seca	77
9.4	Resultado da simulação para pista escorregadia	77

Lista de Tabelas

2.1	Média de pico para os valores do coeficiente de atrito para diferente condições de pista	13
6.1	Parâmetros do veículo	51

Capítulo 1

Introdução

O avanço da tecnologia dos veículos tem sido apontado como a principal causa da redução de mortes no trânsito. Além do usual cinto de segurança, acessórios como “airbags” frontal e lateral, sistema de controle de frenagem (ABS), programa eletrônico de estabilidade (ESP) e dispositivo antiderrapante (ASR), por exemplo, deixaram de ser um luxo (Welle 2004) .

A motivação para um sistema antibloqueio (ABS) é que se pode melhorar o desempenho da frenagem dos veículos comparado com o sistema de freio convencional (SAE 1992). A melhoria do desempenho é tipicamente almejada nas áreas de estabilidade, dirigibilidade e distância de parada. Um ABS controla o deslizamento de cada roda para prevenir o seu travamento, assim como uma elevada força de atrito entre o pneu e a pista é alcançada e a dirigibilidade mantida.

Este capítulo apresenta um histórico do sistema Antibloqueio (ABS), uma apresentação do sistema antibloqueio, uma revisão bibliográfica, os atuadores de freio utilizados nos ABS, as contribuições apresentadas neste trabalho e o que se pretende fazer nesta tese.

1.1 Histórico do Sistema Antibloqueio (ABS)

Os atuais sistemas de antibloqueio hidráulico foram concebidos de sistemas desenvolvidos para trens no início de 1900 (Petersen 2003). Em seguida, os sistemas antibloqueio foram desenvolvidos para ajudar as aeronaves pararem rapidamente em linha reta nas pistas escorregadias. Em 1947, os primeiros aviões a usar ABS foram os bombardeiros

B-47 para evitar o estouro do pneu em pistas de concreto seco e a derrapagem do mesmo em pistas de gelo. O primeiro automóvel a usar o ABS foi uma série limitada Lincolns que foi adaptado de uma aeronave francesa. No final dos anos 60, Ford, Chrysler, e Cadillac ofereciam ABS em poucos modelos. Estes foram os primeiros sistemas a usar computadores analógicos e moduladores à vácuo. Anteriormente aos moduladores a vácuo, a passagem de um ciclo de pressurização (aumento de pressão) para um ciclo de despressurização (redução da pressão) era muito lenta e a distância de parada real dos veículos era grande. No final dos anos 70, a Mercedes e a BMW introduziram um sistema ABS controlado eletronicamente. Em 1985 a Mercedes, a BMW e a Audi introduziram um sistema ABS Bosch e a Ford introduziu seu primeiro sistema Teves. Pelo final dos anos 80, os sistemas ABS foram oferecidos em muitos carros de luxo e esporte. Hoje, os sistemas de freio, na maioria dos veículos de passageiro e leves, se tornaram complexos, sendo controlados por computador.

1.1.1 Apresentação de um Sistema Antibloqueio (ABS)

Um sistema antibloqueio é um sistema de controle realimentado que modula a pressão nos freios em resposta às medidas de desaceleração da roda, em regra para manter o controle das rodas evitando o bloqueio da mesma e perda de dirigibilidade do veículo.

Tipicamente, os sistemas antibloqueio consistem das seguintes partes, (veja Figura 1.1):

1. Sensores das rodas: usualmente são componentes eletromagnéticos que fornecem um sinal digital com uma frequência proporcional à velocidade da roda.
2. Unidade de controle eletrônico (ECU): dispositivo eletrônico responsável pelos cálculos para a geração de sinal de controle.
3. Modulador de pressão de freio: dispositivo eletro-hidráulico ou eletro-pneumático para reduzir, manter e armazenar pressão para os freios, independente do esforço no pedal aplicado pelo motorista. Para freios eletromagnéticos, um modulador de pressão de freio não é necessário. Diferente dos freios de fricção que têm uma atuação mecânica, os freios eletromagnéticos podem ser controlados por corrente elétrica. Portanto, o torque nos freios eletromagnéticos pode ser modu-

lado através de um excitador de corrente. Um sistema de freios de fricção contém uma série de não linearidades. O freio eletromagnético pode ser modulado diretamente usando corrente elétrica. Por outro lado, um modulador de pressão pode também ser usado em um sistema de freios eletromagnético se quisermos usar um pedal de freio para controlar o torque nos freios ao invés de chavear o controle. Mas esta alternativa não é recomendada porque traz, sem necessidade, uma não linearidade para o sistema.

4. Fios, relés, tubos hidráulicos e conectores completam a instalação.

O sinal do sensor é enviado para a unidade de processamento (ECU). A unidade de controle monitora o modulador de pressão nos freios (ou o excitador de corrente) para modificar o torque nos freios.

A habilidade do sistema antibloqueio para manter a estabilidade e a dirigibilidade, e ainda produzir menores distâncias de parada, do que quando a roda é travada, vem do gráfico $\mu - \lambda$ (Harnel 1969), (coeficiente de atrito versus deslizamento da roda). O coeficiente de atrito entre o pneu e pista tem um desempenho melhor quando o deslizamento da roda está entre 0.1 e 0.2, e tem pior desempenho quando a roda está travada (100% deslizamento). Um sistema antibloqueio tenta manter o deslizamento no valor ótimo para evitar o travamento da roda e paradas em curtas distâncias. O desempenho do sistema antibloqueio está diretamente relacionado com a manutenção do deslizamento da roda dentro de uma faixa ideal.

Para um sistema de freio eletromagnético, o modulador de pressão pode ser substituído por um modulador excitador de corrente. O modulador excitador de corrente modifica o torque aplicado nos atuadores de freio.

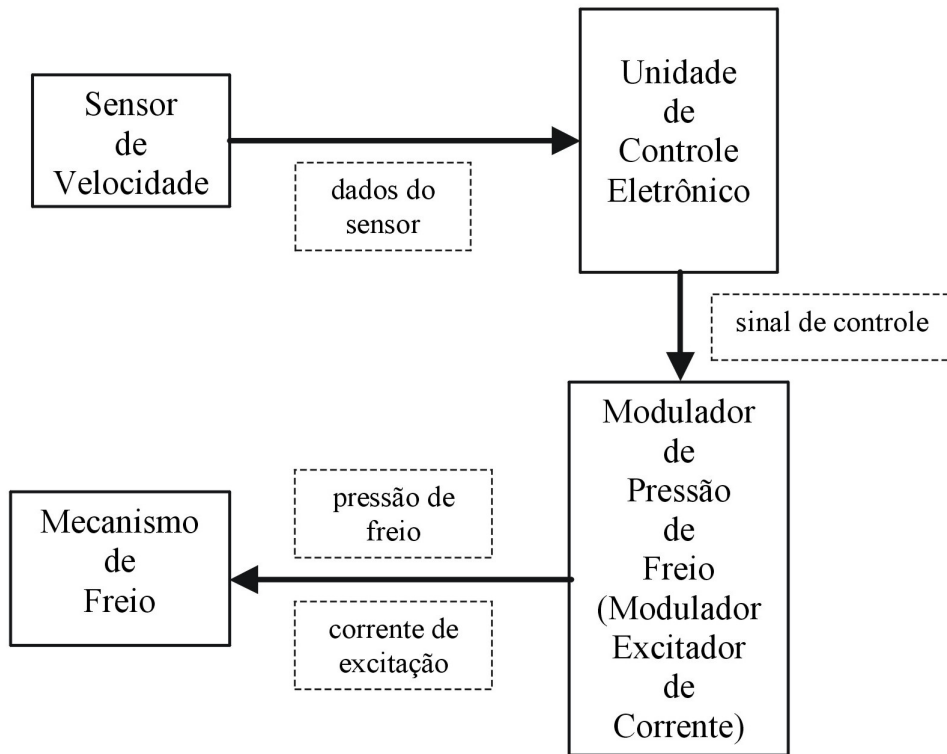


Figura 1.1: Diagrama de blocos de um Sistema Antibloqueio

1.2 Revisão Bibliográfica

Diferentes técnicas de controle têm sido implementados para melhorar o desempenho do ABS, a seguir cita-se algumas delas. As técnicas utilizadas, para resolver o problema do travamento das rodas, podem ser classificadas em três tipos: ajuste do deslizamento desejado, busca da força de atrito ótima e busca da desaceleração máxima da roda.

1.2.1 Ajuste do Deslizamento Desejado

A *primeira metodologia* consiste em ajustar diretamente um deslizamento desejado (λ_{des}) que esteja mais próximo do máximo coeficiente de atrito para diversos pavimentos. Para isso utiliza-se a equação da dinâmica do deslizamento da roda, que relaciona o comportamento da taxa do deslizamento da roda ($\dot{\lambda}$) em função da velocidade linear do veículo (v), da velocidade angular da roda (w_i), do coeficiente de atrito (μ) e do torque dos freios (T_{bi}). O deslizamento desejado pode ser ajustado (λ_{des}) por diversas técnicas de controle, entre eles:

A) Estrutura Variável (EV) : Buckholtz (2002) e Kachroo (1999) utilizam controladores de modos deslizantes para ajustar as velocidades do veículo e da roda, de tal forma que o deslizamento (λ) seja rastreado para um deslizamento desejado (λ_{des}). Nesta técnica de controle são necessárias as medidas diretas do torque dos freios (T_{bi}) e da velocidade angular da roda (w_i), enquanto a velocidade linear do veículo (v) e o coeficiente de atrito pneu/pista (μ) são estimados pelo uso de observadores não-lineares.

B) Regulação Linear Quadrática: Petersen, Johasen, Kalkkuhl & Lüdemann (2001) projetam um controlador usando ganho programado baseado na linearização local da equação da dinâmica da roda. Uma função de Lyapunov, para sistema de controle não linear, é obtida usando a equação de Riccati, em via de regra para que haja estabilidade e robustez, haja vista as incertezas no coeficiente de atrito pneu/pista. Nesta técnica de controle são necessárias as medidas diretas do torque dos freios (T_{bi}) e da velocidade angular roda (w_i), enquanto a velocidade do linear do veículo (v) é estimada a partir de um sensor de aceleração (acelerômetro). Com relação ao coeficiente de atrito (μ), o método utiliza no controle a ação integral para minimizar o seu efeito na regulação do deslizamento desejado (λ_{des}).

C) Proporcional e Integral (PI): Solyom & Rantzer (2003) projetam um controlador PI baseado na linearização da equação da dinâmica do deslizamento da roda e na dependência dos ganhos com relação à velocidade do veículo. Esta dependência tem por objetivo minimizar o erro de regulação do deslizamento desejado (λ_{des}), que é produzido pela variação da dinâmica do coeficiente de atrito pneu/pista (μ). Nesta técnica de controle são necessárias as medidas diretas do torque dos freios (T_{bi}) e da velocidade angular da roda (w_i), enquanto a velocidade linear do veículo (v) é estimada pela utilização de filtro de Kalman (Kalman 1960, Sorenson 1985) e o coeficiente de atrito pneu/roda (μ) é estimado com observador não linear.

1.2.2 Busca da Força de Atrito Ótima

A *segunda metodologia* consiste em ajustar indiretamente um deslizamento ótimo através da busca do máximo coeficiente de atrito (μ), que corresponde à máxima força de atrito. Para isso utiliza-se a equação que relaciona o comportamento da força de atrito (F_i) em função do deslizamento (λ) e do torque dos freios (T_{bi}).

Drakunov, Özgüner, Dix & Ashrafi (1995), projetam um controlador que utiliza modos deslizantes para a busca da máxima força de atrito sem o conhecimento da inclinação da curva estática ($\mu \times \lambda$), ou seja, sem o conhecimento da direção do vetor de controle. Nesta técnica de controle são necessárias as medidas diretas do Torque dos freios (T_{bi}) e da velocidade angular da roda (w_i), enquanto a força de atrito é estimada pelo uso de observador não-linear, não sendo necessária a estimativa da velocidade linear do veículo.

1.2.3 Busca da Desaceleração Máxima da Roda

A terceira metodologia consiste em ajustar indiretamente um deslizamento ótimo através da busca da máxima desaceleração da roda. Para isso utiliza-se a estimativa da desaceleração relativa veículo/roda pelo emprego de um observador, ou então, a derivada da velocidade angular da roda (\dot{w}_i), que é obtida por medida direta através de sensor de velocidade. Yi, Alvarez, Claeys & Horowitz (2003) elaboram um controlador por modos deslizantes que utiliza a estimativa da desaceleração relativa veículo/roda para gerar o sinal de controle que ajusta o deslizamento (λ) para as proximidades do pico da curva estática do coeficiente de atrito pneu/pista ($\mu \times \lambda$), uma vez que a máxima desaceleração da roda é alcançada nas vizinhanças do citado pico. Nesta técnica de controle são necessárias as medidas diretas do torque dos freios (T_b) e da velocidade angular da roda (w_i), enquanto a velocidade linear do veículo (v) e o coeficiente de atrito pneu/pista (μ) são estimados pelo uso de observadores não-lineares. Wu & Shih (2001) elaboram um controlador por modulação de largura de pulso (PWM) baseado na desaceleração da roda (\dot{w}_i) e utiliza de um algoritmo, que verifica se a mesma está maior ou menor que os valores previamente ajustados, para gerar o sinal de controle (este aumenta ou diminui a pressão no sistema de freio, ajustando dessa forma o deslizamento (λ) nas proximidades do pico da curva estática do coeficiente de atrito pneu/pista ($\mu \times \lambda$)), onde a desaceleração da roda é máxima. Ou seja, o algoritmo modula a largura do pulso do sinal de controle para ajustar a desaceleração da roda para seu valor máximo e conseqüentemente para a máxima força de atrito.

1.3 Atuadores de freio do ABS

O ABS é um importante componente de um complexo sistema de direção dos carros modernos (Solyomn & Rantzer 2003). A maioria dos controladores ABS disponíveis no mercado são implementados com controladores on-off (controlador “Bang-Bang”). Na última geração de sistemas de freio-por-fio (brake-by-wire, ou ainda BBW) o desempenho do ABS precisa ser melhorado. O freio por fio (brake-by-wire) significa que não existe uma conexão hidráulica ou mecânica entre o pedal do freio e os atuadores. O comando de freio do motorista resulta em um sinal elétrico que é comunicado via micro-controladores para os atuadores. Essa nova tecnologia requer novos tipos de atuadores de freio como o eletromecânico (Hedenetz & Belschner 1998, Schwarz 1999, Isermann, Schwarz & Stölzl 2002), ou o eletro-hidráulico. A principal característica dos freios eletromecânico e eletro-hidráulico comparados aos freios convencionais, com válvula solenóide, é que eles permitem o ajuste contínuo da força de freio.

Os sistemas de freio eletromecânicos (EMB), também é conhecido como freio por fio (brake-by-wire), toma o lugar dos sistemas de freio hidráulico com um sistema de componentes elétricos completamente “seco” por trocar os atuadores convencionais pelos motores elétricos induzidos. O mesmo é projetado para melhorar a conectividade com outros sistemas do veículo; assim possibilita uma simples integração de funções de mais alto nível como o controle de tração (ETS), controle de aceleração (ASR), programa de estabilidade eletrônica (ESP) e sistema de freio assistido (BAS). Esta integração possivelmente trará várias combinações de funções dentro do sistema EMB, como no ABS, por conectar estes sistemas adicionais usando enlaces (links) de comunicação.

Esta mudança para o controle eletrônico ajuda a simplificar a produção, manutenção e as preocupações ambientais associadas com os sistemas hidráulicos. O potencial de benefícios do sistema EMB inclui

- Funções de assistência (ABS, BAS, ESP etc) que poderiam ser realizadas por softwares e sensores, sem componentes mecânicos ou hidráulicos adicionais.
- Benefícios devidos às interfaces elétricas ao invés das interfaces hidráulicas, que permitem adaptar facilmente os sistemas de assistência.
- A redução do peso resultando em melhora do desempenho e economia do veículo.

- Simplifica e reduz a necessidade de manutenção.
- Para a ecologia há redução das fontes poluentes, pois elimina o fluido hidráulico, uma vez que o mesmo é corrosivo e tóxico.
- Conforto, uma vez que os pedais ergonômicos são adaptáveis.
- Não tem enlaces (links) entre os componentes de freio e o compartimento do motor, melhorando a segurança passiva.
- Não é perceptível a emissão de ruídos quando o veículo está sendo freiado.
- Redução de custo durante a montagem na linha de produção, devido a montagem do sistema ser simples e rápida no veículo.

Outra vantagem é a eliminação dos hidrovácuos ¹, o que ajuda a simplificar a produção de veículo que tem variações na posição da direção, ou do lado esquerdo ou do lado direito. Para satisfazer o requisito de falha operacional, uma redundância adicional em componentes de controle, sensores, software, fonte de alimentação e sistema de comunicação tem sido incluídas. No entanto, ainda existem boas razões (como as listadas acima) para introduzir as funções por fio (“by-wire”) para os sistemas de freio.

A filosofia de projeto de um sistema de freio tem até agora sido baseada no refinamento de sistemas hidráulicos (Gormezano 2001). *Brake-by-wire* (BBW) é uma mudança de filosofia que dispensa todos os acessórios convencionais (bombas a vácuo, tubos, cilindros etc), além de impulsionar a indústria na direção do “chassis inteligente” (Ressler et al. 1988). Porém, não existe legislação que incentive a introdução dessa nova tecnologia nos veículos. Por outro lado, os fabricantes de sistemas de freios investiram muito em sistemas convencionais.

1.4 Contribuições

O presente trabalho apresenta cinco controladores via modos deslizantes: três controladores ajustam o deslizamento da roda para evitar o travamento da mesma e minimizar

¹Hidrovácuo é um dispositivo hidráulico que amplifica a força aplicada ao pedal de freio pelo motorista, largamente encontrados em sistemas de freio convencionais

as distâncias de parada em situações de emergência; o quarto controlador estima a força de atrito e a velocidade do veículo e o último controlador é utilizado no atuador de freio para ajustar o torque de freio para um torque desejado. No atuador de freio é empregado um sistema de freio eletromecânico (brake-by-wire) que permite o ajuste contínuo da força de frenagem. A seguir são apresentadas as contribuições obtidas com os controladores via modos deslizantes e o atuador eletromecânico:

- O freio eletromecânico permite um ajuste mais preciso da força de frenagem, enquanto os sistemas convencionais são do tipo liga/desliga (on/off). O ajuste contínuo do torque de freio possibilita o emprego de controladores mais sofisticados, que além de evitar o travamento das rodas, ajustam um deslizamento ótimo que corresponde à maior força de atrito que aquela pista pode oferecer.
- Os observadores via modos deslizantes simplificam as estimativas para a força de atrito e velocidade do veículo. Outras soluções mais complexas têm sido usadas como: filtro de Kalman (Kachroo & Cem 1999) e acelerômetros (Petersen 2003, Krstic 2003).
- Dois controladores de busca extremal são propostos para ajustar o deslizamento da roda para um valor ótimo, que corresponde à maior força de atrito, o que permite reduzir a distância de parada em situações de emergência. No controlador baseado na busca Extremal por Modos Deslizantes não é necessário estimar a velocidade do veículo, o que simplifica a sua implementação.
- Equações para calcular os parâmetros do controlador da busca Extremal por Modos Deslizantes são sugeridas.

1.5 Organização da Tese

Este trabalho é organizado da seguinte forma:

- No Capítulo 1 (Introdução) são apresentadas a motivação, um breve histórico do ABS, uma revisão bibliográfica e as contribuições;
- No capítulo 2 são apresentadas as modelagens para as dinâmicas da roda, do veículo e do freio;

- No capítulo 3 são apresentados os conceitos básicos de estrutura variável (modos deslizantes), são estudados com mais detalhes o controle via modos deslizantes quando a direção da atuação é conhecida (controle clássico) e quando a mesma é desconhecida (controle extremal). Neste capítulo são desenvolvidos observadores não lineares para a força de atrito e velocidade linear do veículo;
- No capítulo 4 é apresentado o controle pela busca Extremal por Adaptação (extremum seeking) para uma planta estática;
- No capítulo 5 é projetado um controlador via modos deslizantes para o atuador do freio;
- No capítulo 6 é projetado um controlador por modos deslizantes para regular o deslizamento da roda para um valor desejado e ao final são realizadas simulações de convergência, robustez e estabilidade;
- No capítulo 7 é projetado um controlador pela busca extremal por modos deslizantes para ajustar o deslizamento da roda para um valor ótimo e ao final são realizadas simulações de convergência, robustez e estabilidade;
- No capítulo 8 é projetado um controlador pela busca extremal por adaptação para ajustar o deslizamento da roda para um valor extremal e ao final são realizadas simulações de estabilidade;
- No apêndice A são desenvolvidas equações para calcular os parâmetros do controlador pela busca extremal por modos deslizantes. No apêndice B estão os programas fontes utilizados nas simulações dos controladores apresentados neste trabalho. E no apêndice C encontra-se reproduzido o artigo: “Menos Mortos em Acidentes de Trânsito”

Capítulo 2

Modelagem

2.1 Modelagem das Dinâmicas da Roda e do Veículo

O modelo identifica as velocidades da roda e do veículo como variáveis de estado e o torque, aplicado às rodas, como variável de entrada. As duas variáveis de estado neste modelo estão relacionadas com a dinâmica rotacional de uma roda e a dinâmica do movimento longitudinal de um veículo. Estas equações são o resultado da aplicação da lei de Newton para as dinâmicas da roda e do veículo.

2.1.1 Dinâmica da Roda

A equação da dinâmica para o movimento angular de cada roda ($i = 1, \dots, 4$), é:

$$J_w \dot{w}_i = T_{ei} - T_{bi} - R_w F_i - R_w F_w, \quad (2.1)$$

onde, \dot{w}_i é a aceleração da roda, quando o veículo é tracionado ou é a desaceleração, quando o veículo é freiado, w_i é a velocidade angular da roda, T_{ei} é o torque de tração do motor, T_{bi} é o torque de freio, R_w é o raio da roda, J_w é o momento de inercia da roda, F_i é a força de tração entre o pneu e a pista, quando o motor traciona o veículo ou força de atrito entre o pneu e a pista, quando o veículo é freiado e F_w é a força de atrito viscoso.

O torque total produzido na roda dividido pelo momento de inercia da mesma é igual à aceleração angular da roda, quando o veículo é tracionado ou igual à desaceleração, quando o veículo é freiado. O torque total, pode ser calculado de duas formas: a) se o

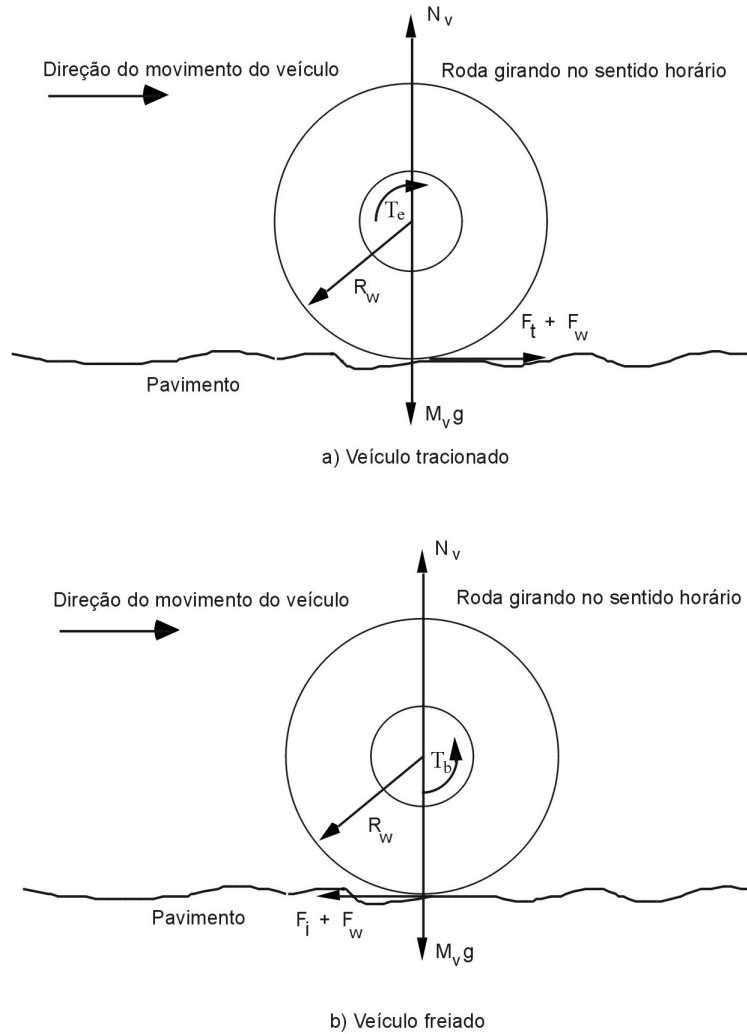


Figura 2.1: A figura (a) ilustra a dinâmica da roda, quando o veículo é tracionado e a figura (b) quando, o veículo é freiado.

veículo está sendo tracionado (figura 2.1a), o mesmo consiste na diferença do torque do eixo do motor (T_{ei}) e dos torques devidos à força de tração pneu/pista (F_i) e à força de atrito viscoso da roda (F_w); b) se o veículo está sendo freiado (figura 2.1b), o mesmo consiste na diferença do torque do freio (T_{bi}) e dos torques devidos à força de atrito pneu/pista (F_i) e à força de atrito viscoso da roda (F_w).

A força de tração pneu/pista (veículo tracionado) ou força de atrito pneu/pista (veículo freiado) é dada por:

$$F_i = \mu(\lambda)N_v, \quad (2.2)$$

onde N_v é a força normal do pneu (a força de reação do chão contra o pneu), depende dos parâmetros do veículo assim como da massa do mesmo, da localização do centro de gravidade, dirigibilidade e da dinâmica da suspensão. O coeficiente de atrito $\mu(\lambda)$ é função do deslizamento da roda λ . Para diferentes condições da pista, a curva $\mu(\lambda)$ tem diferentes valores de pico e inclinações, como mostrado na figura 2.3. Nas simulações, a função

$$\mu(\lambda) = \frac{2\mu_p\lambda_p\lambda}{\lambda_p^2 + \lambda^2}, \quad (2.3)$$

é utilizada, onde μ_p e λ_p são valores de pico, (Wong 1978). Para várias condições de pistas, as curvas tem diferentes valores de pico e inclinações (veja Figura 2.3 e Tabela 2.1). As características do coeficiente de atrito também são influenciadas pelos parâmetros operacionais como velocidade e carga vertical. O valor de pico para o coeficiente de atrito usualmente tem valor entre 0.1 (pista com gelo) e 0.9 (asfalto seco e concreto).

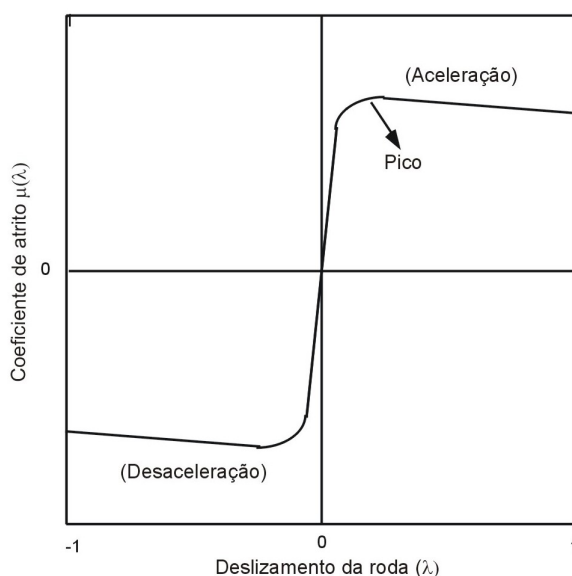


Figura 2.2: Curva Típica $\mu \times \lambda$.

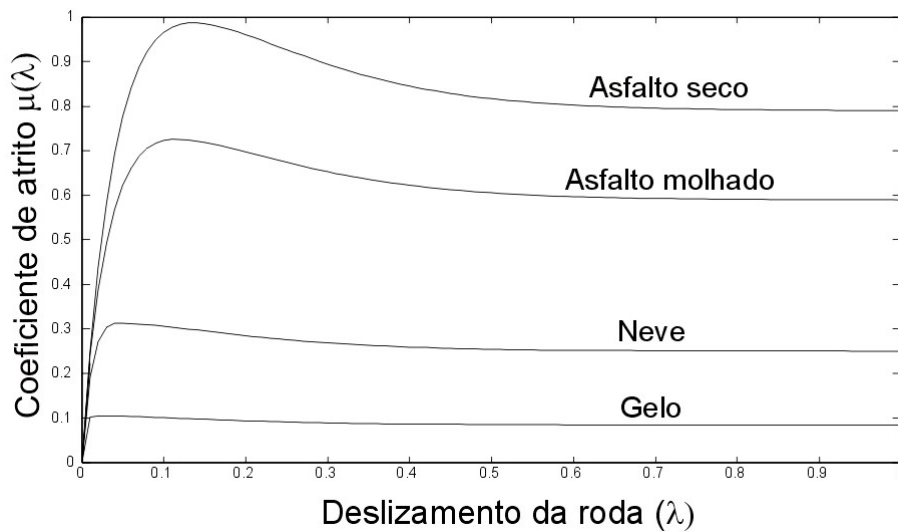


Figura 2.3: Curvas $\mu \times \lambda$ para diferentes condições da pista

Superfície	Média de Pico
Asfalto e concreto (seco)	0.8-0.9
Asfalto (molhado)	0.5-0.6
Concreto (molhado)	0.8
Pista de Terra (seca)	0.68
Pista de Terra (molhada)	0.55
Pedra	0.6
Gelo	0.1
neve (placa sólida)	0.2

Tabela 2.1: Média de pico para os valores do coeficiente de atrito para diferente condições de pista

Aplicando um torque de tração (T_{ei}) ou um torque de frenagem (T_{bi}) é produzida uma força de tração (ou de frenagem) na banda de rodagem do pneu com a pista. O torque de tração produz tensão na banda de rodagem em contato com a pista. Conseqüentemente, o pneu move-se a uma distância maior do que seria se o mesmo estivesse girando livre. Da mesma forma, quando o torque de frenagem é aplicado, ele produz compressão na banda de rodagem em contato com a pista. Por causa dessa compressão, o pneu move-se a uma distância menor do que seria se o mesmo

estivesse livre. Este fenômeno é referido como deslizamento da roda (wheel slip) ou deformação de deslizamento (deformation slip) (Wong 1978). O coeficiente de atrito, que é a relação entre a força de tração (ou de frenagem) e a força normal, depende da condição da pista com o pneu e do valor do deslizamento da roda (wheel slip) (λ) (Harnel 1969). A figura 2.2 mostra uma curva típica $\mu(\lambda)$, (Tan & Tomizuka 1990). Matematicamente, o deslizamento da roda é definido como:

$$\lambda = (w_i - w_v)/w_j, w_j \neq 0, \quad (2.4)$$

onde $w_v = \frac{V}{R_w}$ é a velocidade angular do veículo, que é definida como sendo igual a velocidade linear do veículo, V , dividido pelo raio da roda. A variável w_i é a velocidade angular da roda e é definida como:

$$w_j = \max(w_i, w_v), \quad (2.5)$$

que é igual à velocidade angular do veículo ou à velocidade angular da roda, dependendo de qual tiver maior magnitude.

2.1.2 Dinâmica do Veículo

A equação da dinâmica do movimento do veículo é dada por:

$$M_v \dot{v} = \sum_{i=1}^4 F_i - F_\nu, \quad (2.6)$$

onde, i é o número de rodas, M_v é a massa do veículo, \dot{v} é a aceleração do veículo, quando o mesmo é tracionado, ou a desaceleração, quando é freiado, F_i é a força de tração entre o pneu e a pista, quando o motor traciona o veículo ou força de atrito entre o pneu e a pista, quando o veículo é freiado, F_ν é a força de arrasto do vento.

A aceleração (ou desaceleração) do veículo é igual a diferença entre a força total de tração (ou de frenagem) disponível no contato pneu/pista e arrasto aerodinâmico no veículo, dividido pela massa do mesmo. A força total de tração (ou de atrito) é igual ao produto da força média F_i pelo número de rodas (i). O arrasto aerodinâmico é uma função não linear da velocidade do veículo e é altamente dependente das condições do tempo. Ela é proporcional à raiz quadrada da velocidade. A figura 2.4 ilustra um

veículo de massa M_v desacelerando sob a ação da força de atrito (F_i) e da força do vento (F_w).

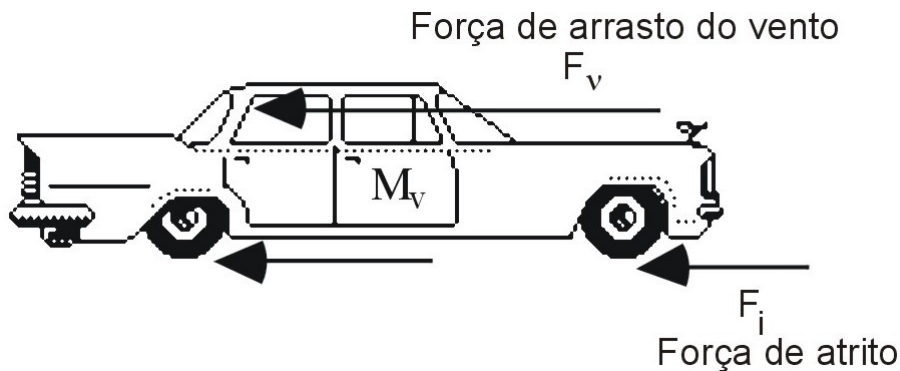


Figura 2.4: Dinâmica do Veículo

2.1.3 Dinâmica do Sistema

As equações (2.1) e (2.6) podem ser simplificadas, considerando:

- a) O sistema que evita o bloqueio das rodas (ABS) somente atua quando o veículo está sendo freiado, logo $T_{ei} = 0$;
- b) Despreza-se os termos relativos à viscosidade pneu/pista e força de arrasto do vento;
- c) A força de atrito tem a mesma magnitude nas quatro rodas.

Logo, as mencionadas equações podem ser expressas como:

$$J_w \dot{\omega}_i = -T_{bi} - R_w F_i \quad (2.7)$$

$$M_v \dot{v} = 4F_i \quad (2.8)$$

As equações (2.2), (2.4), (2.7) e (2.8) representam a dinâmica do sistema a ser controlado e podem ser representadas no diagrama de blocos da figura 2.5.

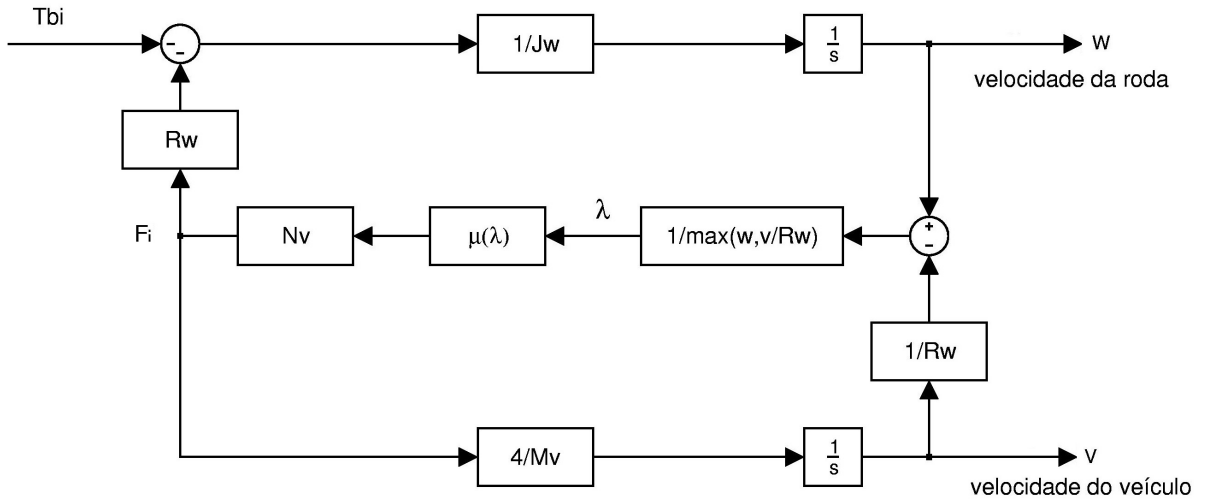


Figura 2.5: Modelo de uma roda relacionando Veículo/Pista/Pneu

2.1.4 Dinâmica do Sistema em termos do Deslizamento da Roda

O deslizamento da roda é escolhido como variável controlada pelo algoritmo de controle de frenagem porque é fortemente influenciado pela força de frenagem entre a roda e a pista. Pelo controle do deslizamento da roda, é possível controlar a força de frenagem para obter a saída desejada do sistema. Via de regra, para controlar o deslizamento da roda, pode-se utilizar o sistema de equações em termos do deslizamento da roda. Durante a desaceleração, a condição $R_w w_i \leq v$, ($v \neq 0$) é satisfeita e portanto o deslizamento da roda é definido como:

$$\lambda = (R_w w_i - v)/v \quad (2.9)$$

Derivando, a equação acima, em relação à t , obtém-se:

$$\dot{\lambda} = \frac{1}{v} (R_w \dot{w}_i - (1 + \lambda)\dot{v}) \quad (2.10)$$

Substituindo as equações (2.7) e (2.8) na (2.10), tem-se:

$$\dot{\lambda} = \frac{1}{v} \left[- \left(\frac{R_w^2}{J_w} + (1 + \lambda) \frac{4}{M_v} \right) F_i - \frac{R_w}{J_w} T_{bi} \right] \quad (2.11)$$

A equação (2.11) dá a dinâmica do deslizamento da roda para a desaceleração. Esta

equação é não linear e envolve incertezas nos parâmetros. A mesma pode ser escrita numa forma mais geral de uma equação diferencial de 1ª ordem e não linear:

$$\dot{\lambda} = f + bu_i \quad (2.12)$$

na qual,

$$u_i = T_{bi}$$

$$f = \frac{1}{v} \left[-\frac{R_w^2}{J_w} + (1 + \lambda) \frac{4}{M_v} \right] F_i$$

$$b = -\frac{1}{v} \frac{R_w}{J_w}$$

2.2 Modelagem da Dinâmica do Freio Eletromecânico

2.3 Introdução

O princípio da “corrente Eddy” (eddy-current) determina que um campo magnético não estacionário induz um “redemoinho” semelhante a uma corrente elétrica em um corpo condutivo sujeito a esta influência. Este “redemoinho” (eddy-current) ocorre também quando um corpo condutivo é movido através de um campo magnético ou por um campo magnético variante em um condutor estacionário. O “redemoinho de corrente” gera um campo magnético que produz um fluxo que se opõe ao fluxo aplicado, numa tentativa de reduzir o fluxo magnético contrário a zero. Esta interação magnética gera a força necessária para causar a desaceleração do corpo do condutor. Esta idéia pode então pode ser implementada no sistema de freio do carro.

2.4 Freio Convencional por Fricção

O sistema de freio convencional por fricção é composto dos seguintes componentes básicos (Qian 1997): o “cilindro mestre” que é localizado sob o capô e é diretamente conectado ao pedal de freio, e converte a pressão do pé do motorista em pressão hidráulica. Os tubos de freios conectam o “cilindro mestre” para cada “cilindro escravo” localizado em cada roda. O fluido de freio, especialmente projetado em condições de extrema temperatura, enchem os tubos de freio; “lonas” ou “pastilhas” são empurradas

pelos “cilindros escravos” para entrar em contato com os “tambores” ou “discos”, causando assim fricção, o que reduz a velocidade do veículo. A maioria dos tipos de freio por fricção são os freios a disco e os freios de tambor.

Os freios a disco usam a ação de aperto para produzir atrito entre o disco e as pastilhas montadas no “calibrador” que está preso no “braço da suspensão” (veja figura 2.6). Os freios a disco trabalham usando o mesmo princípio básico dos freios de bicicleta: como o “calibrador” aperta as rodas com as pastilhas de borracha de ambos os lados, a velocidade da bicicleta é reduzida.

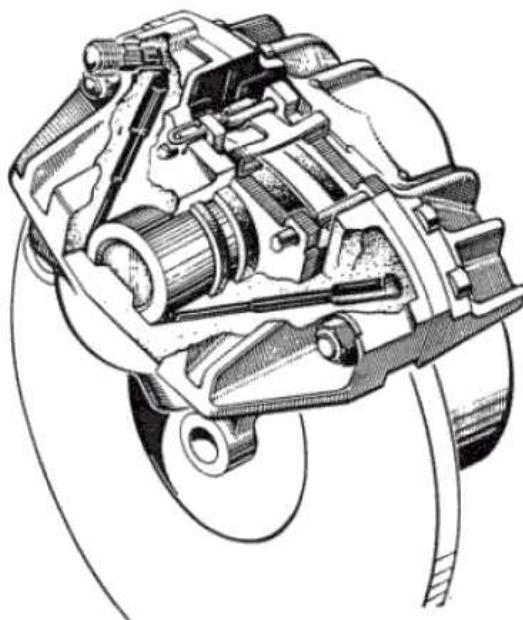


Figura 2.6: Ilustração de um freio a disco

Os freios a tambor consistem de um cilindro pesado de topo achatado (“cubo”), que é sanduíchado entre a extremidade da roda e o centro da roda (veja figura 2.7). As lonas de freio atuam na superfície interna do tambor. Quando os freios são aplicados, as lonas de freio são forçadas a entrar em contato com a superfície interna do tambor para reduzir a rotação das rodas.

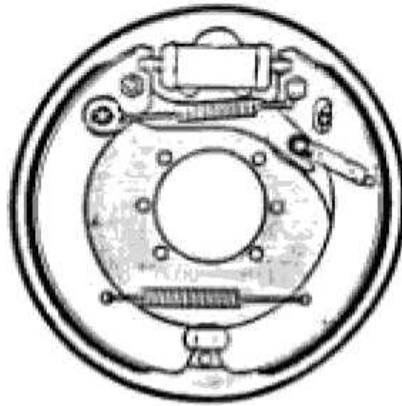


Figura 2.7: Ilustração de um freio a tambor

2.5 Princípio do Freio Eletromagnético

O princípio de funcionamento é baseado na criação da corrente eddy dentro de um disco metálico girando entre dois eletroímãs, que causa uma força que se opõe a rotação do disco (veja figura 2.8). Se o eletroímã não está energizado, a rotação do disco é livre e acelera uniformemente sob a ação da carga para o qual o eixo do disco está conectado. Quando o eletroímã é energizado, a rotação do disco é retardada e a energia absorvida aparece como aquecimento do disco. Se a corrente de excitação é variada por um reostato, o torque de freio varia proporcionalmente ao valor da corrente. Foi Frenchman Raoul Sarazin quem fez a primeira aplicação em veículo do freio eletromagnético. O desenvolvimento dessa invenção iniciou quando a French Company Telma, associou-se com Raoul Sarazin, desenvolvendo e comercializando algumas gerações de freios elétricos baseados nos princípios descritos acima (Reverdin e Borione, 1974).

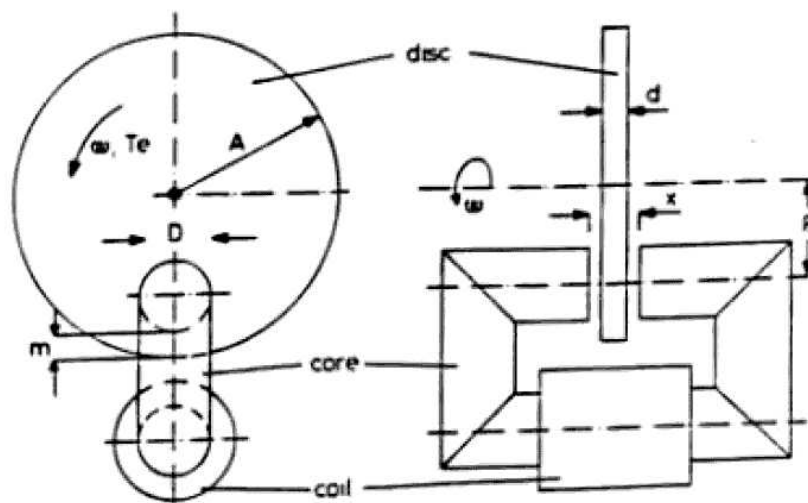


Figura 2.8: Princípio do freio eletromagnético

2.6 Funcionamento do Freio Eletromecânico

O atuador eletromecânico é um disco de freio que utiliza o princípio do “aperto” (Petersen 2003), da mesma forma que no freio a disco convencional. A figura 2.9 mostra a foto de um EMB (electromechanical brake) montado em um veículo.



Figura 2.9: Foto de um freio eletromecânico montado em um veículo

A figura 2.10 mostra um corte longitudinal do desenho do freio. O freio eletromecânico é um motor DC sem “escovas” (Lüdemann 2002). Na extremidade do lado direito da

pastilha, a engrenagem do rotor forma uma roda solar da engrenagem planetária. As rodas planetas da engrenagem planetária estão em contato com a engrenagem interna, que está presa no gabinete de freio e que fornece energia ao planeta transportador. A engrenagem cilíndrica do planetário transforma o movimento de rotação em movimento de translação. A engrenagem planetária do carretel é oca e contém um dispositivo de medida de força bem como um pino de pressão para reduzir o choque pela ação do movimento de rotação do carretel. Quando o freio é ativado, o mecanismo da pastilha de freio, do lado direito, será movido pelo suporte da pastilha, enquanto o pino de pressão e o sensor de força forem deslocados em direção ao disco de freio, causado pelo movimento do carretel.

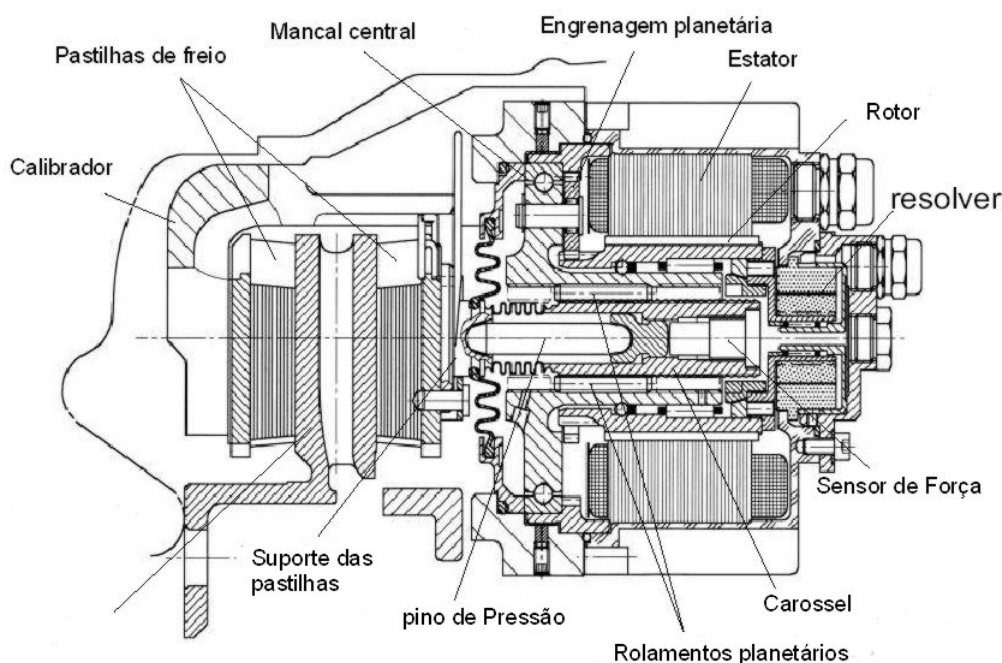


Figura 2.10: Ilustração em corte longitudinal do desenho de um freio eletromecânico

2.7 Modelo Físico do Freio Eletromecânico (EMB)

O modelo do freio eletromecânico consiste do modelo de um motor elétrico e uma caixa de engrenagens que transforma o movimento rotacional em translacional (Petersen 2003). Uma característica não linear da conversão do movimento em força bem como um modelo de fricção não linear são levados em conta. A figura 2.11 mostra o modelo

da estrutura física do freio.

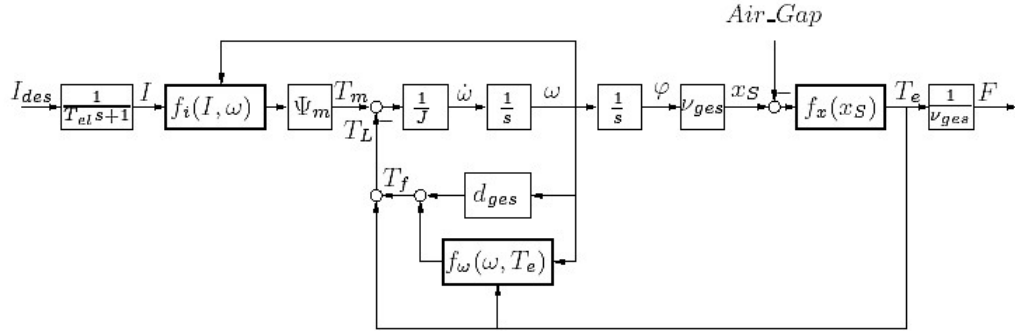


Figura 2.11: Modelo do freio eletromecânico

Abaixo são descritas as variáveis mostradas na figura 2.11:

Air-Gap: Espaço entre o disco de freio e as pastilhas de freio

d_{ges} : Atrito viscoso total

$f_i(I, w)$: Realimentação da corrente do motor

$f_x(x_S)$: Função de transferência entre a posição do carretel e a força de aperto

$f_w(w, T_e)$: Função de transferência entre o ângulo de rotação e o torque de fricção

F : Força de aperto

I : Corrente do motor

J : Inércia total

T_e : Torque disponível

T_f : Torque de fricção

T_L : Torque de carga disponível $T_L = T_e + T_f$

T_m : Torque elétrico

T_{el} : Constante de tempo elétrica do motor

x_S : Posição do carretel

v_{ges} : Fator de transmissão

φ : Rotação angular

Ψ_m : Fluxo magnético

w : Velocidade angular

O freio eletromecânico (EMB) é um servomecanismo controlado por um controlador

PID em cascata, que é composto por um controlador de corrente, um controlador de velocidade angular da roda e um controlador de força como mostrado na figura, O índice m denota o valor da força de aperto F_m , w denota a velocidade angular e I a corrente. O índice b indica o sinal de referência. A partir de medidas do pedal de freio (freio desejado) o sistema de freio-por-fio (brake-by-wire) calcula uma força de aperto desejada (F_d) para cada atuador de freio. Depois F_d tem que passar por uma rotina "anti-windup". Assim, a saída F_b do controlador não pode ser maior que a força de aperto desejada (F_d). F_b é o sinal de referência da força de aperto fornecida para os controladores de freio de cada roda.

O modelo do EMB é de Schwarz (1999) e Lüdemann (2002).

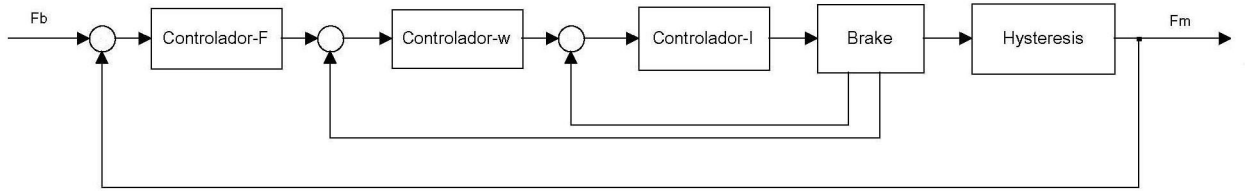


Figura 2.12: Estrutura em cascata do Controlador do EMB

2.8 Dinâmica do Freio Eletromecânico

O freio eletromecânico mostrado na figura 2.11 tem a sua dinâmica representada pela função de transferência discretizada (Petersen 2003):

$$h_2(z^{-1}) = \frac{0.1572z^{-1} - 0.025z^{-2}}{1 - 1.5222z^{-1} + 0.6549z^{-2}}. \quad (2.13)$$

Uma aproximação da função de transferência de segunda ordem (2.13) para uma função de transferência linear de primeira ordem com precisão suficiente para projetar o controle é dada por (linearização por realimentação):

$$h_1(z^{-1}) = \frac{0.4z^{-1}}{1 - 0.6z^{-1}}. \quad (2.14)$$

A correspondente função de transferência na frequência da equação (2.14) é dada por:

$$h_1(s) = \frac{1}{\tau s + 1}, \quad (2.15)$$

onde, τ é a constante de tempo do atuador, sendo 14 ms em Petersen (2003).

Nas funções de transferências, seja as discretizadas ou em tempo contínuo, a saída é o torque produzido no freio (T_{bi}) e a entrada é o torque aplicado no atuador (T_{bd}).

Pode-se, a partir da função de transferência (2.15), escrever sua correspondente equação diferencial no tempo:

$$\dot{T}_{bi} = -\frac{T_{bi}}{\tau} + \frac{T_{bd}}{\tau}. \quad (2.16)$$

Capítulo 3

Controle a Estrutura Variável (EV)

3.1 Motivação para utilizar o Controle a Estrutura Variável

Sistemas a estrutura variável (Variable Structure Systems - VSS) oferecem vantagens significativas: bom comportamento no transitório, estabilidade exponencial global, capacidade de rejeitar perturbações não-modeladas, insensibilidade a não-linearidades da planta ou variações dos parâmetros e destacável robustez com respeito à estabilidade e desempenho. Por isso, devido às incertezas nos parâmetros dos modelos (roda, veículo e freio), das dinâmicas não modeladas e as variações nas condições das pistas, torna a técnica de controle a Estrutura Variável uma solução que garante robustez e melhor desempenho para o Sistema de Antibloqueio (ABS).

3.2 Controle via Modos Deslizantes para Sistemas com Direção Conhecida do Vetor de Controle

A técnica de controle por modos deslizantes, conhecida como sliding mode control, foi desenvolvida na União Soviética na década de 70 (Utkin 1978), tendo sido empregada em diversos sistemas não-lineares.

Considera-se um sistema descrito por equações de estado na qual uma das parcelas da entrada é descontínua através de uma hipersuperfície no espaço de estados. A

técnica se baseia no fato de que, se esta lei de controle foi projetada de tal forma que todas as trajetórias que se iniciam dentro da mesma, permanecerão ali indefinidamente. Neste caso, as trajetórias permaneceram “escorregando” pela superfície, que é então chamada de superfície de escorregamento (*sliding surface*). Evidentemente, a superfície de escorregamento deve ser definida convenientemente de forma que as trajetórias dentro da mesma se dirijam assintoticamente para os valores desejados (*set-points*). Nesta fase do movimento (dentro da superfície de escorregamento) diz-se que o sistema está em regime (modo) de escorregamento. A figura 3.1 ilustra as trajetórias de um sistema com 3 estados.

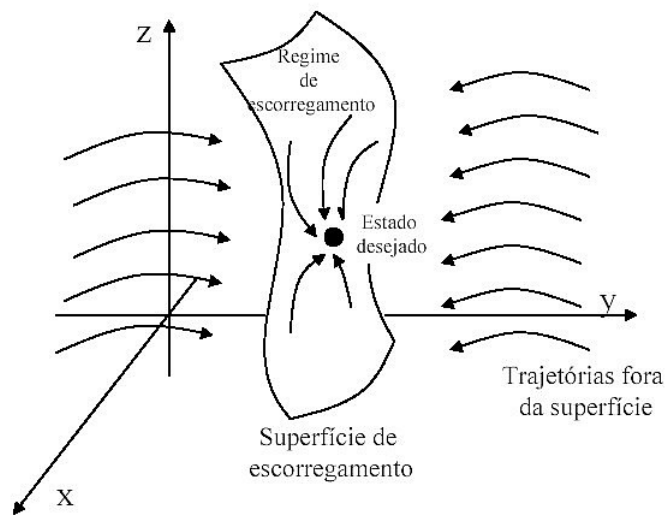


Figura 3.1: Trajetórias próximas à superfície de escorregamento

A definição da superfície é feita apenas em função das variáveis de estado, sendo, portanto, insensível a perturbações na equação diferencial e a variações paramétricas. Assim, garantindo-se que, mesmo na presença destas perturbações e variações paramétricas, todas as trajetórias converjam para a superfície de escorregamento, assegura-se que o sistema sempre convergirá para o estado desejado com erro (teoricamente) nulo. Como tal técnica pode ser aplicada para sistemas não-lineares garantindo-se desempenho e estabilidade mesmo perante variações paramétricas e perturbações, ela é classificada como uma técnica de controle robusto não-linear.

Entretanto, da forma como fora proposta originalmente, esta técnica possui alguns problemas que dificultam sua aplicação prática, relacionados aos elevados ganhos de

controle e principalmente à existência de oscilações de alta frequência (chaveamentos) no esforço de controle. Este efeito é derivado do termo descontínuo da lei de controle, provocado pelo fato de que a ação de controle não é instantânea, e por pequenas imprecisões numéricas. A figura 3.2 ilustra uma trajetória sobre a superfície na ocorrência deste efeito, bem como o comportamento da ação de controle.

Como será exposto a seguir, dados o modelo não-linear do sistema, limitantes superiores do erro de modelagem e a largura de banda para o sistema controlado, a técnica resulta em um controle não-linear por realimentação com um dado erro de acompanhamento. Este erro máximo, bem como a estabilidade do sistema, são garantidos caso o erro de modelagem não ultrapasse os limitantes impostos no projeto. O conceito de robustez fica bastante evidente, quantificado por grandezas simples e de fácil avaliação.

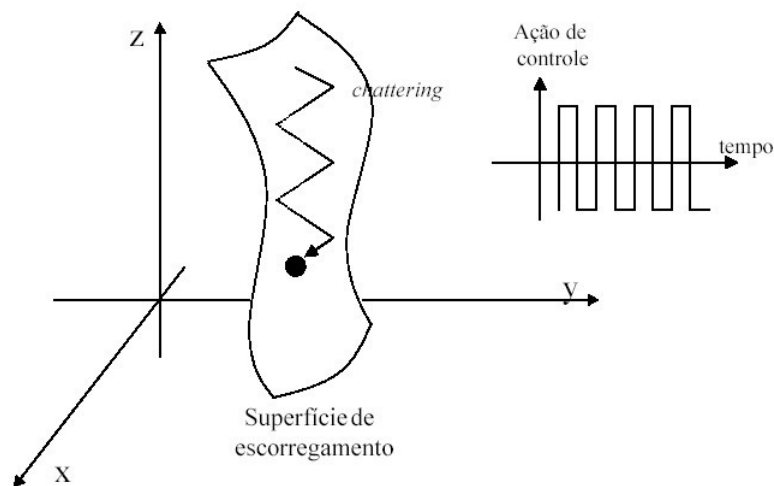


Figura 3.2: Efeito de chattering

Esta técnica foi aplicada com sucesso em diversos sistemas não-lineares, incluindo manipuladores robóticos (Slotine 1985), sistemas de posicionamento de robôs submarinos (Yoerger, Newman & Slotine 1986), controle de trajetórias de navios (Papoulias & Healey 1992) e processos de polimerização (Fossen e Foss 1991).

Uma ampla classe de problemas com a única entrada, possuindo não-linearidades associadas aos estados, porém lineares em relação à entrada, é descrita por:

$$x^{(n)} = f(x, t) + b(x, t)u + d(t), \quad (3.1)$$

na qual x é o vetor de estados do sistema, $x = [x \ \dot{x} \dots x^{(n-1)}]^T$, x é a saída de interesse (por exemplo, a posição de um sistema mecânico), u é a entrada de controle (por exemplo, um torque ou uma força), $d(t)$ é um distúrbio e as funções genéricas $f(x,t)$ e $b(x,t)$ são conhecidas com uma faixa limitada de incertezas.

Sendo $x_d(t)$ os valores desejados para os estados, o erro de acompanhamento é dado por $\tilde{x} = x - x_d$. O problema de controle a ser tratado resume-se em fazer os estados x acompanharem $x_d(t)$ mesmo na presença de imprecisões nas funções $f(x,t)$ e $b(x,t)$ e o distúrbio $d(t)$.

Define-se a superfície de escorregamento $S(t)$ no espaço R^n através da equação $s(x,t) = 0$, sendo s , por sua vez, definido pelo seguinte operador:

$$s(x,t) = \left(\frac{d}{dt} + \alpha\right)^{n-1} \tilde{x}, \quad (3.2)$$

onde α é uma constante positiva. Por exemplo, para $n = 2$, a equação (3.1) se reduz a $s = \dot{\tilde{x}} + \alpha\tilde{x}$; a superfície de escorregamento é ilustrada na figura 3.3. Por (3.2), conclui-se que o erro em malha fechada \tilde{x} é a saída de um filtro passa baixa aplicado sobre a variável s , sendo α a frequência de corte do filtro.

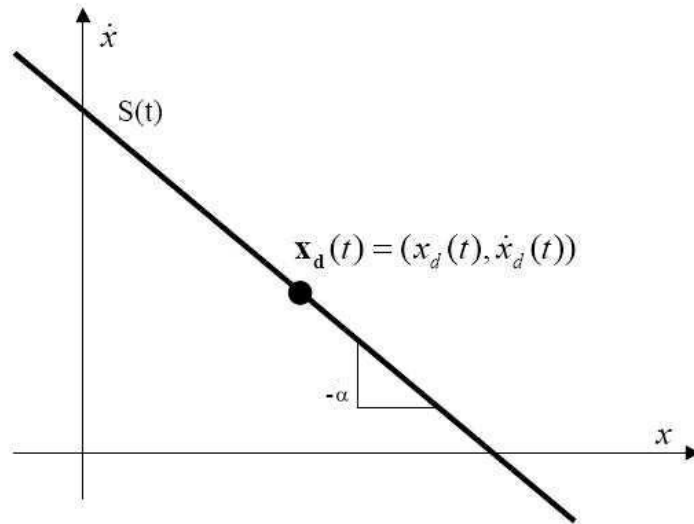


Figura 3.3: Superfície de escorregamento para o caso $n=2$ (adaptado de Slotine;Li,1991)

O problema de acompanhamento ($x = x_d$) é equivalente ao de se manter a trajetória do sistema em $S(t)$, já que $s = 0$ é uma equação diferencial cuja solução decai

exponencialmente para $\tilde{x} = 0$. Ou seja, o problema de acompanhamento do vetor de estados de ordem n é reduzido ao de manter a grandeza escalar s nula.

Derivando-se (3.2) apenas uma vez aparece o termo $x^{(n)}$, no qual, substituindo-se (3.1) aparece a entrada u . Por exemplo, para $n = 2$:

$$\dot{s} = \ddot{\tilde{x}} + \alpha \dot{\tilde{x}} \Rightarrow \dot{s} = f(x, \dot{x}, t) + b(x, \dot{x}, t) + d(t) + \alpha \dot{\tilde{x}}$$

O módulo da variável s representa uma medida da qualidade do acompanhamento, pois pode-se mostrar que existe uma relação entre s e o erro de acompanhamento \tilde{x} dada por Slotine & Li (1991):

$$|s(t)| < \phi \Rightarrow |\tilde{x}^{(i)}(t)| < \frac{2^i}{\alpha^{n-i-1}} \phi, \text{ para qualquer } \phi > 0 \quad (3.3)$$

Por exemplo, o erro de posição \tilde{x} é obtido substituindo-se $i=0$ em (3.3) resultando:

$$|s(t)| < \phi \Rightarrow |\tilde{x}(t)| < \frac{\phi}{\alpha^{n-1}}. \quad (3.4)$$

Para que todas as trajetórias que se iniciam fora da superfície $S(t)$ convirjam para a mesma, deve-se escolher uma lei de controle que satisfaça à seguinte condição fora de $S(t)$, denominada “condição de escorregamento” (Utkin 1978):

$$\frac{1}{2} \frac{d}{dt} s^2 < -\eta |s|, \quad (3.5)$$

onde η é uma constante positiva. Esta condição equivale a impor que a distância à superfície $S(t)$, medida por s^2 , diminua para todas as trajetórias.

A velocidade de convergência está ligada ao parâmetro η . Mostra-se Slotine & Li (1991) que, iniciando-se de uma condição $x(0)$ diferente de $x_d(0)$ (o que equivale a $s(0) \neq 0$), o tempo para que o sistema controlado atinja a superfície $S(t)$ é dado por (fase de aproximação).

$$t_{alcançe} \leq \frac{|s(0)|}{\eta} \quad (3.6)$$

Uma vez atingida a superfície, o erro de acompanhamento tende exponencialmente para 0, pois, a partir daí, o sistema passa a respeitar a dinâmica dada por (3.2). A representação gráfica das trajetórias, para o caso $n=2$, é ilustrada na figura 3.4.

O cálculo da lei de controle u que satisfaz (3.5) será ilustrado para o caso de um sistema de 2^a ordem com uma única entrada. A generalização dos resultados aqui

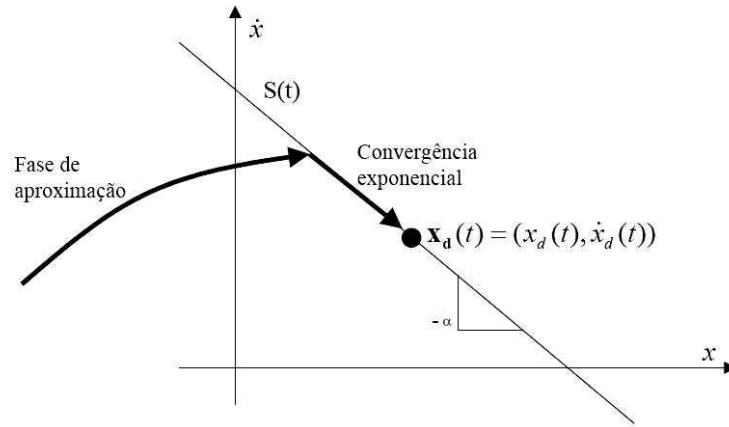


Figura 3.4: Trajetória típica de sistema controlado para o caso $n=2$ (adaptado de Slotine & Li (1991))

apresentados é obtida de forma bastante simples (ver, por exemplo, Slotine (1984)), sendo que os principais conceitos e técnicas podem ser facilmente extrapoladas pelos resultados aqui apresentados.

Considera-se, por ora, um sistema de 2^a ordem dado por:

$$\ddot{x} = f(x, \dot{x}, t) + bu(t) + d(t), \quad (3.7)$$

onde $f(x, \dot{x}, t)$ é uma função não-linear genérica do estado e do tempo, não conhecida exatamente, com $\hat{f}(x, \dot{x}, t)$ seu valor estimado e $F(x, \dot{x}, t)$ o limitante superior do erro de modelagem:

$$|\hat{f}(x, \dot{x}, t) - f(x, \dot{x}, t)| < F(x, \dot{x}, t) \quad (3.8)$$

A partir deste ponto, a dependência das funções f , \hat{f} e F em relação às variáveis (x, \dot{x}) e ao tempo t será suprimida por simplicidade de notação. Note ainda que $d(t)$ é uma perturbação variante no tempo com limitante superior $D(t)$ tal que:

$$D(t) \geq |d(t)|, \quad (3.9)$$

sendo que a dependência das funções d e D em relação ao tempo t será também suprimida a partir deste ponto.

Neste caso, a superfície $S(t)$ é definida por $s(t) = 0$, sendo $s(t)$ dada em (3.2). Derivando-se (3.2) em relação ao tempo obtém-se:

$$\dot{s} = \ddot{x} - \ddot{x}_d + \alpha \dot{\tilde{x}} = f + bu + d - \ddot{x}_d + \alpha \dot{\tilde{x}}, \quad (3.10)$$

na qual foram omitidas as dependências funcionais, por simplicidade de notação. Assim, na ausência de erros de modelagem e de perturbações, o controle que forneceria um perfeito acompanhamento do estado desejado seria:

$$\hat{u} = u_{eq} = \frac{1}{\hat{b}} \left[-\hat{f} + \ddot{x}_d - \alpha \dot{\tilde{x}} \right] \quad (3.11)$$

Este termo \hat{u} equivale ao termo de *linearização por realimentação ou controle equivalente*, u_{eq} . O ganho b é limitado como

$$0 \leq b_{min} \leq b \leq b_{max}, \quad (3.12)$$

e seus limites podem ser variantes no tempo ou depender do estado. Visto que a entrada de controle é multiplicada pelo ganho b , a média geométrica do limite inferior e superior do mesmo (\hat{b}) é estimada como:

$$\hat{b} = \sqrt{b_{min} b_{max}}. \quad (3.13)$$

Para se considerar as incertezas do modelo, acrescenta-se um termo descontínuo através da superfície S :

$$u = \frac{1}{\hat{b}} (\hat{u} - k(x, \dot{x}, t) \cdot \text{sgn}(s)), \quad (3.14)$$

na qual k representa o ganho do termo chaveado, a ser calculado através da condição de escorregamento (3.5). Sendo:

$$\frac{1}{2} \frac{d}{dt} s^2 = [f - \hat{f} + d - k \cdot \text{sgn}(s)]s = (f - \hat{f} + d)s - k|s|,$$

a condição (3.5) será satisfeita para todos os valores admissíveis de f e de d se:

$$k(x, \dot{x}, t) = F(x, \dot{x}, t) + D(t) + \eta. \quad (3.15)$$

Como esperado, a lei de controle (3.14) possui um termo descontínuo através da superfície $S(t)$, semelhante a um controle “liga-desliga” na variável s , e quanto maior

o erro de modelagem e a perturbação, maior é este termo (ver equação (3.15)). Assim, pode ocorrer uma oscilação elevada de alta frequência na ação de controle quando o sistema está próximo a superfície $S(t)$. Esta oscilação excita modos não modelados (modos de alta frequência) além de causar danos aos atuadores, não sendo desejada na maioria dos casos. Para contornar este problema, “suaviza-se” a função sinal utilizada na lei de controle, definindo-se uma “camada limite” de largura ϕ em torno da superfície $S(t)$ dentro da qual ocorre a transição de sinal (Figura 3.5).

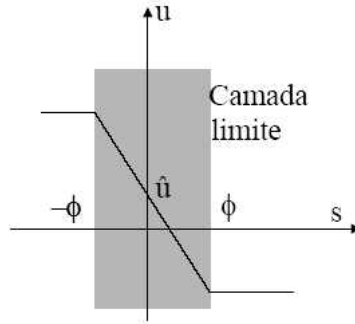


Figura 3.5: Suavização da lei de controle para evitar chattering (adaptado de Slotine & Li, 1991)

Utiliza-se, portanto:

$$u = \frac{1}{\hat{b}}(\hat{u} - k \cdot \text{sat}(\frac{s}{\phi})), \quad (3.16)$$

$$\text{sendo } \text{sat}(y) = \begin{cases} y, & |y| \leq 1 \\ \text{sinal}(y), & |y| > 1 \end{cases}$$

Para que seja avaliado o melhor valor para a largura da camada limite ϕ , deve-se reescrever a dinâmica da variável s , dada em (3.10), utilizando o novo controle (3.16), quando a mesma encontra-se dentro da camada limite, ou seja, quando $\text{sat}(\frac{s}{\phi}) = \frac{s}{\phi}$:

$$\dot{s} = -k(x, \dot{x}, t) \frac{s}{\phi} + (f(x, \dot{x}, t) - \hat{f}(x, \dot{x}, t) + d(t)). \quad (3.17)$$

Como, fora da camada limite, o controle u satisfaz a relação (3.5), as trajetórias são convergentes para a camada, o erro de acompanhamento fica limitado por ε tal que:

$$|\tilde{x}(t)| < \frac{\phi}{\alpha} = \varepsilon. \quad (3.18)$$

Defindo-se $\Delta f = f - \hat{f}$ e supondo-se que todas as funções sejam contínuas, a dinâmica da variável s pode ser escrita como:

$$\dot{s} = -k(x_d, \dot{x}_d, t) \frac{s}{\phi} + (\Delta f(x_d, \dot{x}_d, t) + d(t) + O(\varepsilon)), \quad (3.19)$$

na qual está implícita a hipótese de que os estados do sistema controlado irão acompanhar os valores desejados ($x(t) \cong x_d(t)$ e $\dot{x}(t) \cong \dot{x}_d(t)$ para todo t).

Assim, a variável s é a saída de um filtro passa baixa de primeira ordem, cujas entradas dependem do erro de modelagem (Δf) e dos distúrbios ($d(t)$). Com isso mostra-se que o fenômeno do *chattering* é realmente reduzido através da camada limite.

Como já exposto, o erro em malha fechada \tilde{x} é a saída de um filtro passa baixa com frequência de corte α aplicado sobre a variável s . O cálculo de largura da camada limite ϕ é feito de forma que o filtro (3.19) também possua frequência de corte α . Assim, utiliza-se a relação:

$$\phi = \frac{\max(k(x_d, \dot{x}_d, t))}{\alpha}, \quad (3.20)$$

que pode ser calculada antes da aplicação da lei de controle. Este enfoque leva a uma espessura da camada constante ao longo do tempo, calculada baseando-se no maior valor de k ao longo da trajetória. Slotine & Li (1991) propuseram um método para o cálculo da espessura da camada limite variável no tempo. Com isso, nos instantes de menor incerteza a respeito do modelo (representada por menores valores no ganho k), a espessura pode ser reduzida, diminuindo-se o erro de acompanhamento dado em (3.18):

$$\varepsilon \alpha^2 = \max(k(x_d, \dot{x}_d, t)), \quad (3.21)$$

o qual afirma que, quanto maior o erro de modelagem (implícito no cálculo de k), maior será o erro de acompanhamento esperado, a não ser que a largura de banda do sistema em malha fechada (α) possa ser aumentada.

Entretanto, a largura de banda do sistema em malha fechada não pode ser aumentada indefinidamente. Em Slotine & Li (1991), são fornecidas algumas regras práticas para o ajuste da mesma, como por exemplo:

1. a largura de banda deve ser menor que a frequência do primeiro modo ressonante não modelado do sistema;
2. a largura de banda deve ser menor que $1/3$ do inverso dos atrasos de transportes não incluídos no modelo;
3. a largura de banda deve ser menor que $1/5$ da taxa de amostragem do sistema.

As figuras 3.6 e 3.7 ilustram em blocos as lei de controle representadas pelas equações (3.14) e (3.16), respectivamente.

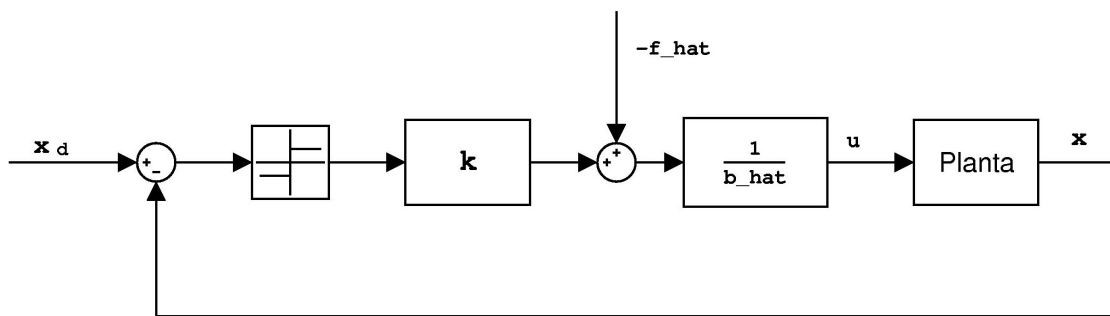


Figura 3.6: Diagrama em blocos para a lei de controle representada pela equação (3.14)

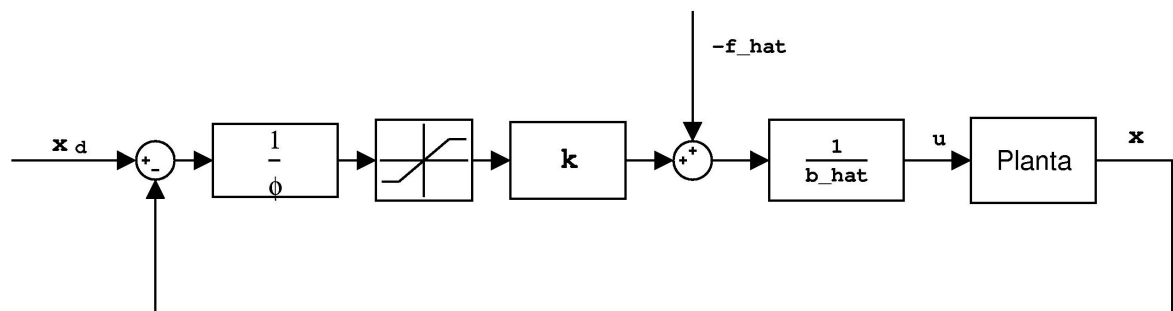


Figura 3.7: Diagrama em blocos para a lei de controle representada pela equação (3.16)

3.3 Controle via Modos Deslizantes para Sistemas com direção desconhecida do Vetor de Controle

O rastreamento via modos deslizantes é usado para uma classe de sistemas não lineares

$$\dot{x} = f(t, x) + B(t, x)u \quad (3.22)$$

com incerteza na matriz B (Drakunov 1993). O projeto do controle é baseado na partição do sistema estendido do espaço de estado em células com vetor de controle fixo em cada células. Isto resulta em múltiplos pontos de equilíbrio estáveis para o sistema estendido. Em geral, estes pontos são diferentes para diferentes valores de B . Cada equilíbrio corresponde à estabilidade da origem do sistema dado. Se as áreas de atratividade dos múltiplos pontos de equilíbrio envolverem todo o espaço de estado, o controle proposto permite estabilizar o sistema mesmo se a direção da atuação é desconhecida.

3.3.1 Formulação do Problema

A formulação geral do problema está a seguir: para um sistema não linear

$$\dot{x} = f(t, x) + B(t, x)u, \quad (3.23)$$

onde $x \in \mathfrak{R}^n$ e $u \in \mathfrak{R}^m$, projetar o algoritmo de controle de estabilização robusto, o qual não requer o conhecimento da matriz $B(t, x)$. Como o mesmo está pronto no projeto de controle via modos deslizantes, supõe-se que o objetivo é levar o estado de (3.22) para a variedade

$$M = \{x \in \mathfrak{R}^n | S(x) = 0\}, \quad (3.24)$$

onde $S(x) = [s_1(x), \dots, s_m(x)]^T$ é uma função suave tal que o sistema (3.22) restringido na variedade M , é estável.

3.3.2 Projetando o Controlador

A idéia principal é dividir o subespaço \tilde{S} ($\tilde{S} = [\tilde{s}_1, \dots, \tilde{s}_r]^T \in \mathfrak{R}^r$) do sistema estendido em células com limitações suaves. Em um caso particular, elas devem assumir a forma de retículos com espessura ϵ , isto é:

$$\varsigma = \bigcup_{i=1}^r \bigcup_{k=0, k=\pm 1, \dots} \{\tilde{s}_i = \epsilon k\}, \quad (3.25)$$

nos quais o vetor de controle é constante. Alternando os valores do controle ao longo dos retículos, obtém-se um conjunto de pontos de equilíbrio estáveis (P_{st}) para qualquer B , sob uma condição de não-singularidade. Em contraste com o caso tradicional, cujo objetivo é fazer $S(x) = 0$, o modo deslizante ocorrerá na condição $\tilde{S}(x) = \text{constante}$. O error de regime, aparecendo, pode ser facilmente removido. Os compensadores baseados em modos deslizantes fornecem convergência de $S(x)$ em tempo finito para a origem.

No caso de controle escalar, o reticulado uniforme corresponde a uma função de chaveamento periódica.

Considere o sistema dado pela equação

$$\dot{x} = f(t, x) + b^T(t, x)u, \quad (3.26)$$

na qual $u \in \mathfrak{R}^1$, $M = \{x | s(x) = 0\}$ é uma variedade desejada, $s(x) \in \mathfrak{R}^1$ e $b^T(t, x) = \text{col}(b_1(t, x), \dots, b_m(t, x))$ é desconhecido. Permitindo que

$$G(x) = \frac{\partial s(x)}{\partial x} \quad (3.27)$$

então

$$\dot{s} = G(x)f(t, x) + G(x)b^T(t, x)u. \quad (3.28)$$

Para obter o deslizamento na variedade M , o controle utiliza uma função de chaveamento periódica (Drakunov & Özgüner 1992),

$$u = M_o \text{sgn} \sin \left[\frac{\pi}{\epsilon} \left(s(t) + \gamma \int_0^t \text{sgn}(s(\tau)) d\tau \right) \right] \quad (3.29)$$

onde $\gamma > 0$

Permitindo que

$$\sigma = s(t) + \gamma \int_0^t \text{sgn}(s(\tau)) d\tau \quad (3.30)$$

então

$$\dot{\sigma} = Gf + Gb^T M_o \text{sgn} \left[\sin \left(\frac{\pi}{\epsilon} \sigma \right) \right] + \gamma \text{sgn}(s) \quad (3.31)$$

desde que o segundo termo do lado direito da equação (3.31) seja uma parcela de maior peso. Nas vizinhanças do ponto

$$\sigma = k\epsilon, \quad (3.32)$$

para k par, $k = 0, \pm 2, \pm 4, \dots$ o mesmo tem a forma:

$$\operatorname{sgn} \left[\sin\left(\frac{\pi}{\epsilon}\sigma\right) \right] = \operatorname{sgn}(\sigma - k\epsilon). \quad (3.33)$$

e para k ímpar, $k = \pm 1, \pm 3, \dots$

$$\operatorname{sgn} \left[\sin\left(\frac{\pi}{\epsilon}\sigma\right) \right] = -\operatorname{sgn}(\sigma - k\epsilon) = \operatorname{sgn}(k\epsilon - \sigma). \quad (3.34)$$

A figura 3.8 ilustra, em blocos, o esquema de controle proposto. A mesma se refere às equações (3.26) e (3.29).

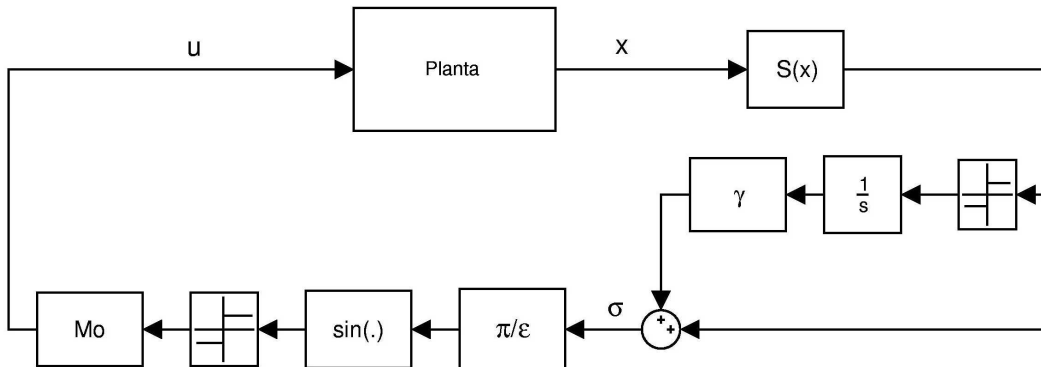


Figura 3.8: Esquema de Controle Proposto

Enquanto, as figuras 3.9 e 3.10 ilustram, em blocos, respectivamente, as equações (3.31) e (3.34).

A figura 3.10 mostra um sistema de controle para uma planta de grau relativo 1 utilizando modos deslizantes, onde a saída rastreia, para a referência aplicada na entrada; para que isso aconteça é gerado um sinal de controle u que faz com que a saída σ convirja para a referência r , uma vez que a taxa $\dot{\sigma}$ é negativa.

As figuras 3.11 e 3.12 ilustram as trajetórias das saídas σ dos esquemas de controle mostrados nas figuras 3.9 e 3.10.

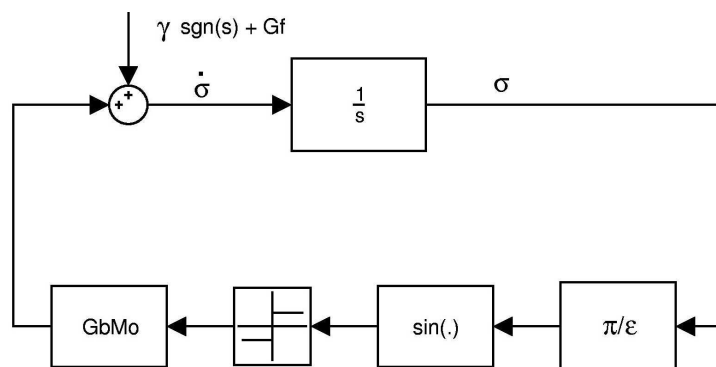


Figura 3.9: Esquema em blocos que ilustra a equação (3.31)

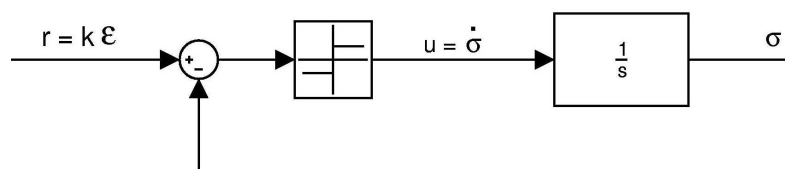


Figura 3.10: Esquema em blocos que ilustra a equação (3.34)

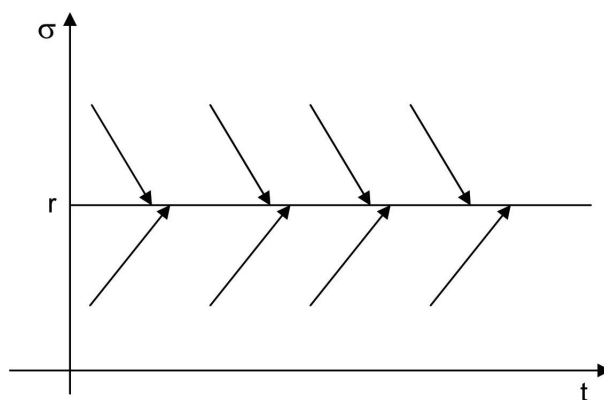


Figura 3.11: Rastreamento da Saída (σ) para o esquema ilustrado na figura 3.10

Note que a figura 3.11 ilustra que a saída (σ) converge para uma única superfície de deslizamento ajustada pelo sinal de referência (r), enquanto a figura 3.12 ilustra que, devido à função de chaveamento periódica ($\sin(\cdot)$), a saída (σ) converge para as superfícies de deslizamento, nas quais k é ímpar, conforme demonstrado na equação (3.34); por outro lado, nas superfícies de deslizamento, nas quais k é par, a saída (σ) é divergente, conforme demonstrado na equação (3.33). Portanto, a função de chaveamento periódica ($\sin(\cdot)$) dá origem a uma diversidade de superfícies de deslizamento

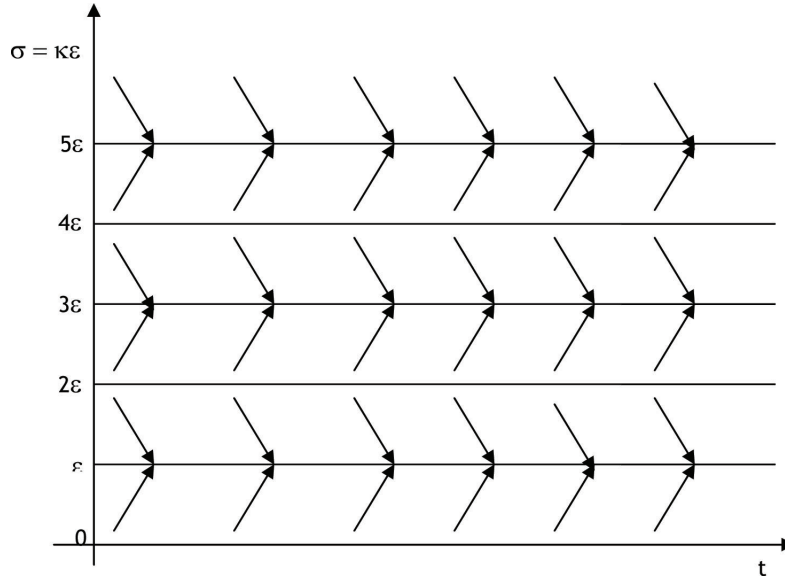


Figura 3.12: Rastreamento da Saída (σ) para o esquema ilustrado na figura com 3.9 $G(x)b^T(t, x)M_o > 0$

(variedade $M = \{x | s(x) = 0\}$), sendo que as ímpares são estáveis e as pares instáveis, quando $G(x)b^T(t, x)M_o > 0$. As figuras 3.13 e 3.14 mostram os planos de fase da equação (3.31) para os dois casos $G(x)b^T(t, x)M_o > 0$ e $G(x)b^T(t, x)M_o < 0$, desde que a condição de deslizamento (3.35) seja satisfeita; no primeiro caso as superfícies de deslizamento estáveis são para k ímpar e no segundo caso as mesmas são para k par, ou seja, quando $G(x)b^T(t, x)M_o < 0$ há uma inversão simultânea de sinal nas equações (3.33) e (3.34), por causa disso as superfícies de deslizamento estáveis passam a ser para k par.

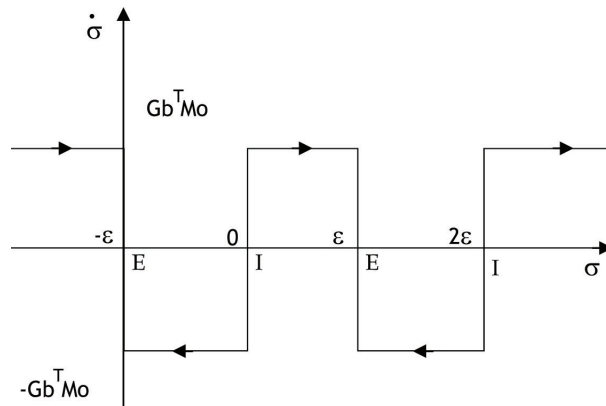


Figura 3.13: Plano de fase para $G(x)b^T(t, x)M_o > 0$

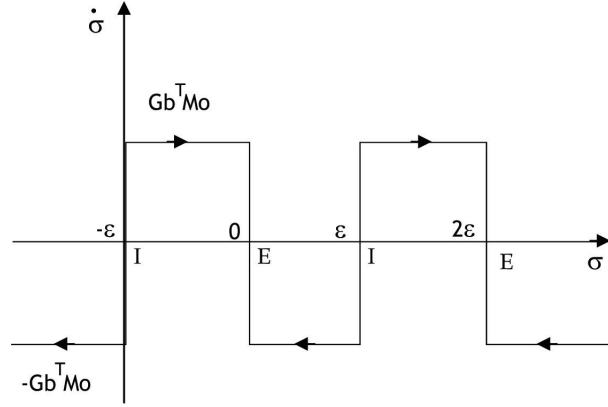


Figura 3.14: Plano de fase para $G(x)b^T(t, x)M_o < 0$

Portanto, se a condição

$$|G(x)b^T(t, x)M_o| > |G(x)f(t, x)| + \gamma \quad (3.35)$$

é satisfeita, o deslizamento ocorrerá em uma das variedades

$$\sigma = k\epsilon \quad (3.36)$$

para qualquer sinal de $G(x)b^T(t, x)M_o$.

A equação do sistema em modos deslizantes pode ser obtida diferenciando a equação (3.36) e usando a equação (3.30):

$$\dot{s} = -\gamma \operatorname{sgn}(s) \quad (3.37)$$

Portanto, a variedade $M = \{x | s(x) = 0\}$ é alcançada em um intervalo de tempo finito. Durante o deslizamento, as propriedades de rejeição de distúrbios são preservadas.

A lei de controle, mostrada na equação (3.29) não requer o conhecimento do sinal $\operatorname{sgn}[G(x)b^T(t, x)]$. Este sinal pode ser diferente em diferentes partes do espaço de estado, o que significa que o sistema vai para uma ou para outra superfície de deslizamento. Mas, uma vez que as distâncias entre as superfícies de deslizamento (ϵ) pode ser escolhida arbitrariamente pequena, e sob a condição que $G(x)b^T(t, x) = 0$ não coincide com a superfície desejada, neste caso a igualdade (3.37) é violada somente por um curto período de tempo, que tende a zero quando $\epsilon \rightarrow 0$.

3.4 Observadores via Modos Deslizantes de Força de Atrito e Velocidade Linear do Veículo

As equações do observador coincidem com a correspondente equação (2.7). O modelo para cada $i = 1, \dots, 4$ tem quatro variáveis que são: torque do motor (T_{ei}), velocidade angular da roda (w_i), torque de freio (T_{bi}) e a variável V_i substitui a força da atrito (F_i) na equação da dinâmica da roda. Somente a saída do modelo é uma estimativa da velocidade angular da roda (\hat{w}_i). Note que, durante a frenagem, $T_{ei} = 0$ e portanto:

$$J_w \dot{\hat{w}}_i = T_{ei} - T_{bi} \text{sgn}(w_i) - R_w V_i, \quad (3.38)$$

onde, $i = 1, \dots, 4$ (cada uma das rodas), w_i é a velocidade angular da roda, J_w é o momento de inercia da roda ao redor do seu eixo de rotação, T_{bi} é o torque do freio em cada roda, T_{ei} é o torque de tração do motor e $R_w V_i$ é o torque pneu/pista produzido pela reação da força de atrito.

A função V_i é escolhida como

$$V_i = -M_i \text{sgn}(\tilde{w}_i), \quad (3.39)$$

na qual $\tilde{w}_i = w_i - \hat{w}_i$ que é o erro de rastreamento da velocidade angular da roda e $M_i > 0$ é uma constante suficientemente grande.

Subtraindo a equação (3.38) da (2.1) obtém-se

$$J_w \dot{\tilde{w}}_i = -R_w M_i \text{sgn}(\tilde{w}_i) - R_w F_i. \quad (3.40)$$

Sob a condição

$$M_i > \max |F_i|, \quad (3.41)$$

a realimentação descontínua na equação do observador resulta no rastreamento da velocidade angular da roda, quando em modo deslizante. Durante o deslizamento tem-se que $\tilde{w}_i = 0$ e o valor equivalente da variável $V_i = -M_i \text{sgn}(\tilde{w}_i)$ é igual a F_i

$$V_{ieq} = F_i(t, k_i(t)). \quad (3.42)$$

3.4.1 Observadores de Força de Atrito e Velocidade Linear do veículo utilizando Filtro Passa-Baixa

Para se obter uma aproximação do controle equivalente (Utkin 1978), e portanto a força de atrito (F_i), pode-se utilizar um filtro de baixa frequência. Desde que a frequência do “chattering” do loop interno seja suficientemente grande, um filtro de primeira ordem pode ser usado.

A estimativa de F_i (\hat{F}_i) com filtro fica:

$$\hat{F}_i = W_{if}(s)V_i, \quad (3.43)$$

onde W_{if} é a função transferência do filtro:

$$W_{if}(s) = \frac{1}{T_{if}s + 1}. \quad (3.44)$$

A constante de tempo do filtro T_{if} é escolhida para suprimir a alta frequência da oscilação, mas não deve perturbar as componentes de frequência relativamente mais lentas de F_i .

A partir da estimativa da força de atrito pode-se utilizar um integrador para estimar a velocidade do veículo (\hat{v}), sendo que o integrador deve ser inicializado com a velocidade do veículo no momento que o sistema de freio é acionado, como neste instante o deslizamento da roda é nulo ($\lambda = 0$) a velocidade inicial do veículo é a mesma velocidade linear da roda ($R_w w_i$). A figura 3.15 ilustra em blocos os observadores de força de atrito e velocidade do veículo.

3.4.2 Observadores de Força de Atrito e Velocidade Linear do veículo utilizando Camada Limite (Boundary Layer)

A solução com filtro introduz atraso na dinâmica dos observadores, o que pode prejudicar a dinâmica do controlador, sendo exatamente o caso do controlador pela busca extremal por modos deslizantes. Para eliminar o atraso introduzido pelo filtro, utiliza-se a técnica de modos deslizantes com camada limite (boundary layer). A figura 3.16 ilustra os observadores de força de atrito e velocidade do veículo utilizando camada limite.

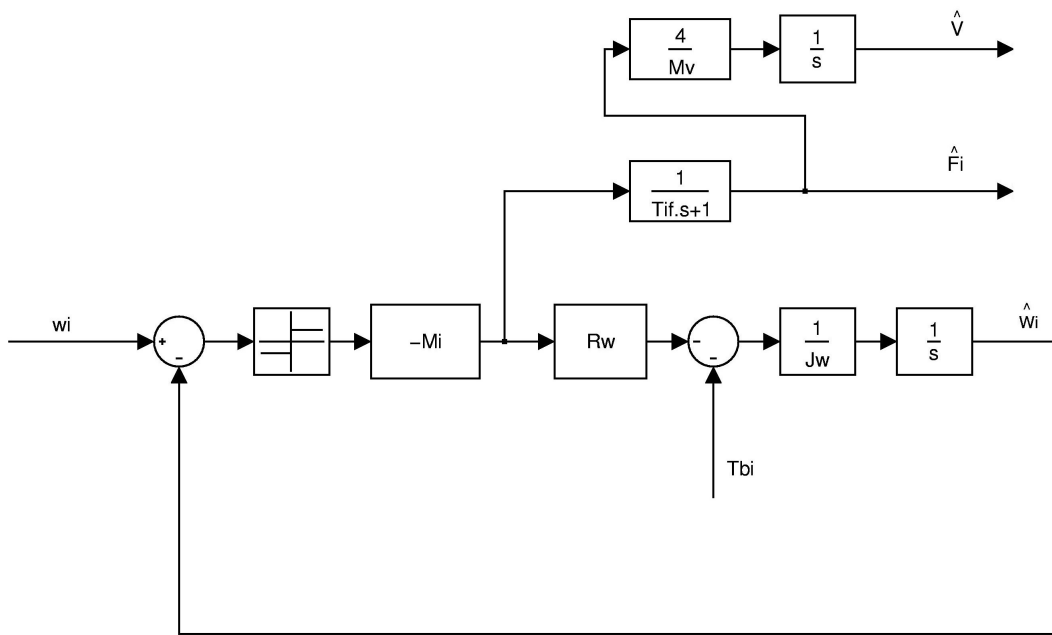


Figura 3.15: Observadores de força de atrito e velocidade linear do veículo com filtro passa-baixa

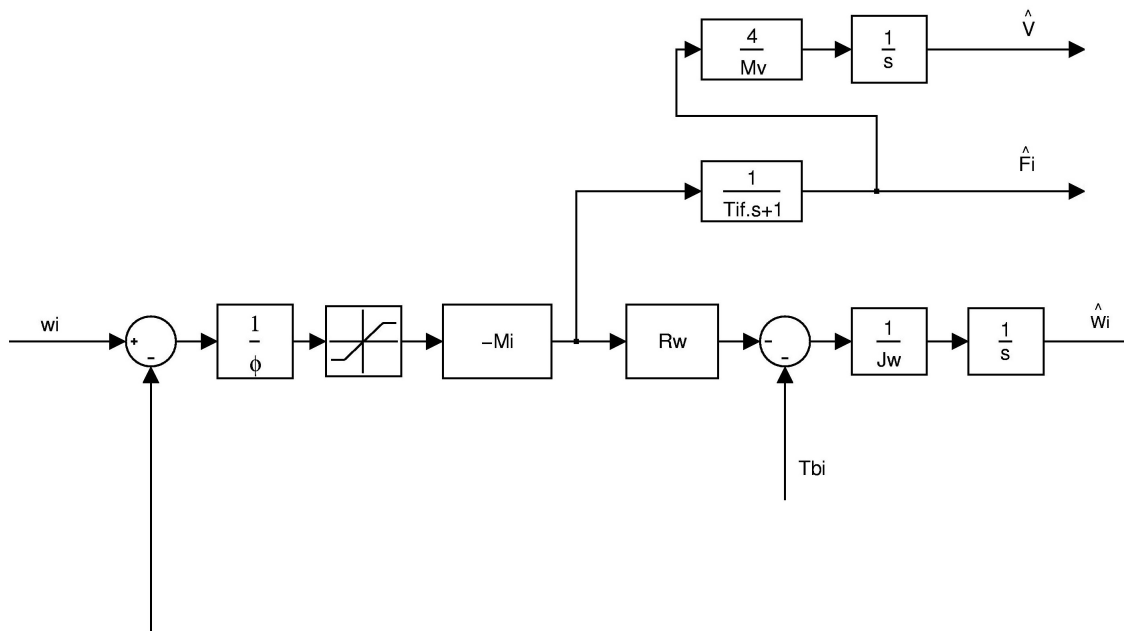


Figura 3.16: Observadores de força de atrito e velocidade linear do veículo utilizando camada limite

3.4.3 Projeto dos Observadores de Força de Atrito e Velocidade Linear do veículo utilizando Filtro Passa-Baixa

Nos observadores apresentados na figura 3.15 (com filtro passa-baixa) o projeto se restringe ao cálculo do ganho do relé (M_i) e da constante de tempo do filtro T_{if} . Para isso, considera-se $\mu(\lambda) = \hat{\mu}_{max} = 1$ (máximo coeficiente de atrito), $g = 10m/s^2$ (aceleração da gravidade) e os parâmetros do veículo constam na tabela (6.1). Calcula-se o ganho do relé M_i , aplicando-se a equação (2.2) e a inequação (3.41). Enquanto, a constante de tempo do filtro foi estimada em 0.02s:

$$M_i > 1000 * 10 * 1/4$$

$$M_i > 2500$$

utiliza-se: $M_i=3000$. A figura 3.17 ilustra os observadores de força de atrito e velocidade linear do veículo utilizando filtro passa-baixa.

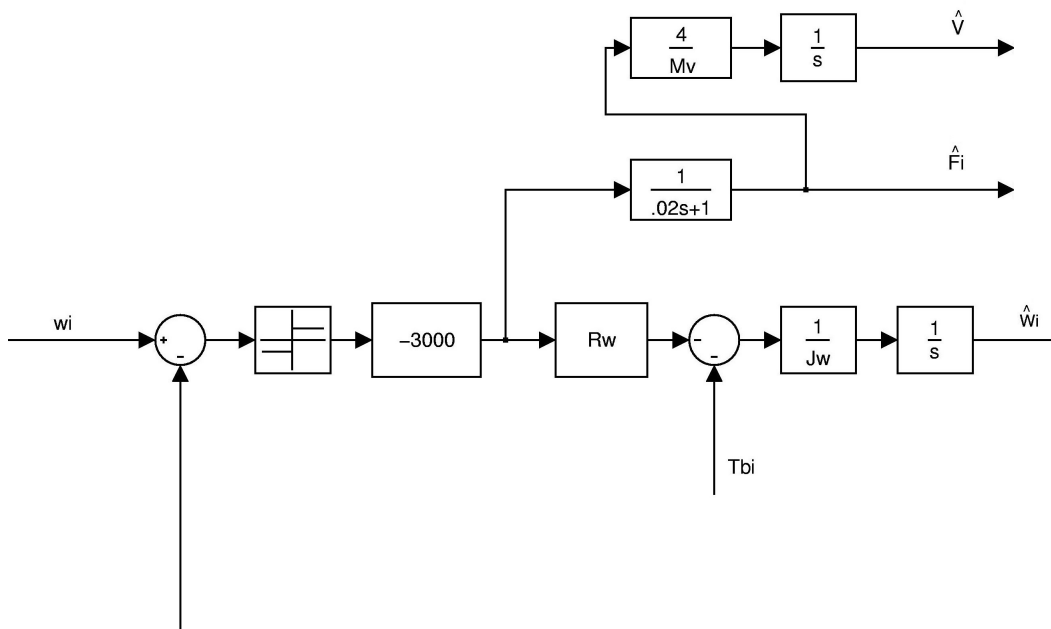


Figura 3.17: Projeto dos Observadores de força de atrito e velocidade do veículo utilizando filtro passa-baixa

3.4.4 Projeto dos Observadores de Força de Atrito e Velocidade Linear do veículo utilizando Camada Limite (Boundary Layer)

Nos observadores apresentados na figura 3.16 (utilizando camada limite) o projeto consiste no cálculo da espessura da camada limite (ϕ), uma vez que o ganho M_i é o mesmo calculado anteriormente. A partir das equações (3.20) e (3.21) pode-se calcular a espessura da camada limite como função do ganho (k) e do erro de regime (ϵ). Notando que $k = M_i$, têm-se que:

$$\phi = \sqrt{k\epsilon}. \quad (3.45)$$

Considerando-se um erro de regime de 0.0004 (quatro décimos de milésimo), uma vez que a magnitude da velocidade da roda (linear) está na ordem de centenas de Km/h, o que produz um erro de regime (da velocidade da roda) na ordem de centésimos de Km/h, sendo desprezível, então:

$$\phi = \sqrt{3000 * 0.0004} = 1.09,$$

e utiliza-se $\phi = 1$. A figura 3.18 ilustra os observadores de força de atrito e velocidade linear do veículo utilizando camada limite (boundary layer).

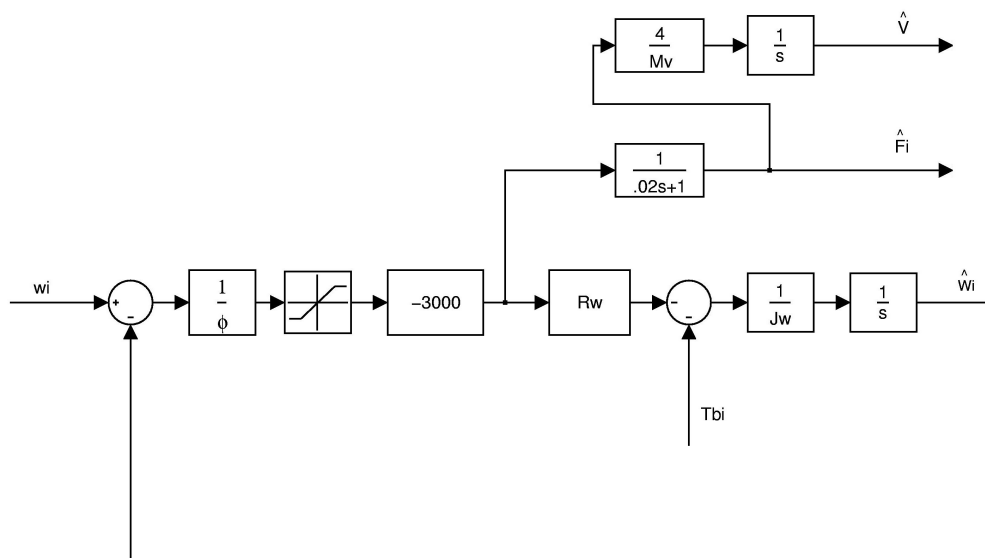


Figura 3.18: Projeto dos Observadores de força de atrito e velocidade do veículo utilizando camada limite

Capítulo 4

Controle pela Busca Extremal para uma Planta Estática

Em algumas aplicações, a saída de referência da planta tem um extremo (um máximo ou um mínimo) e o objetivo é selecionar o ponto de ajuste para manter a saída no valor extremo. A incerteza na saída de referência da planta torna necessário o uso de algum tipo de adaptação para encontrar o ponto de ajuste para maximizar (maximize ou minimize) a saída. Este problema, chamado de controle extremal ou autocontrole otimizado, foi popularizado na década de 50 e 60, muito antes da teoria introduzida de controle linear adaptativo da década de 80. O método de perturbação senoidal utilizado neste trabalho tem sido o mais popular método de busca extremal. Na verdade, somente este método permite rápida adaptação, indo além dos métodos numéricos que precisam estabilizar a dinâmica da planta antes da otimização.

4.1 Busca Extremal para uma Planta Estática

A figura 4.1 mostra um esquema básico de busca extremal para uma planta estática. Propõem-se $\psi(\theta)$ da forma:

$$\Psi(\theta) = \Psi^* + \frac{\Psi''}{2}(\theta - \theta^*)^2, \quad (4.1)$$

onde $\Psi'' > 0$. Qualquer função $\Psi(\theta)$ (classe C^2) pode ser aproximada localmente pela equação (4.1). A hipótese $\Psi'' > 0$ é feita sem perda de generalidade. Se $\Psi'' < 0$

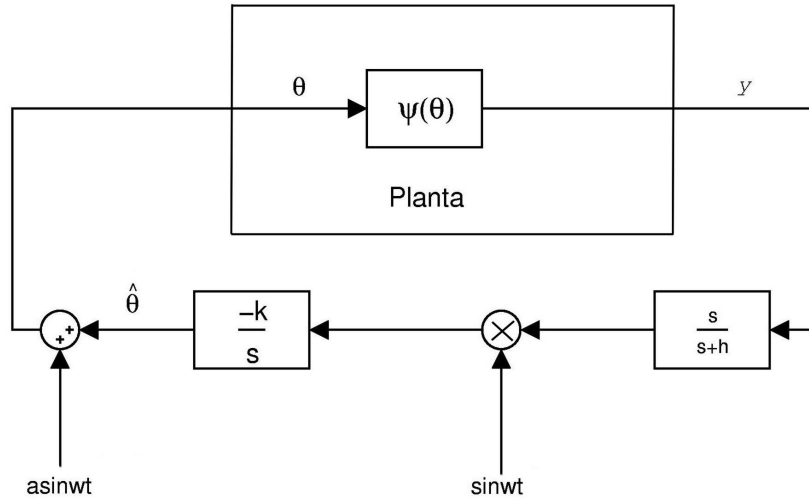


Figura 4.1: Esquema Básico de Busca Extremal

somente troca-se k ($k > 0$) na figura 4.1 por $-k$. O propósito do algoritmo é fazer $\theta - \theta^*$ o menor possível, de forma que a saída $\Psi(\theta)$ é conduzida para seu mínimo Ψ^* .

O sinal $asin\omega t$ de perturbação alimentado na planta ajuda a obter a informação do gradiente da planta $\Psi(\theta)$. A seguir é apresentada uma explanação intuitiva e elementar de como o esquema funciona.

Utiliza-se a notação $\hat{\theta}$ na figura 4.1 para denotar a estimativa da entrada ótima desconhecida θ^* . Suponha que

$$\tilde{\theta} = \theta^* - \hat{\theta}$$

denote o erro de estimativa. Assim,

$$\theta - \theta^* = asin\omega t - \tilde{\theta},$$

que quando substituído na equação (4.1), resulta

$$y = \Psi^* + \frac{\Psi''}{2}(\tilde{\theta} - asin\omega t)^2. \quad (4.2)$$

Expandindo a expressão e aplicando a trigonometria básica para identificar $asin^2\omega t = 1 - \cos 2\omega t$, obtém-se

$$y = \Psi^* + \frac{\Psi''}{2}\tilde{\theta}^2 - a\Psi''\tilde{\theta}sin\omega t + \frac{a^2\Psi''}{2}sin^2\omega t \quad (4.3)$$

$$= \Psi^* + \frac{a^2\Psi''}{4} + \frac{\Psi''}{2}\tilde{\theta}^2 - a\Psi''\tilde{\theta}\sin wt + \frac{a^2\Psi''}{4}\cos 2wt \quad (4.4)$$

O filtro “wash-out” remove os dois primeiros termos da equação (4.4),

$$W(s) = \frac{s}{s+h}$$

aplicado na saída, serve para remover Ψ^* , ou seja,

$$\frac{s}{s+h}[y] \approx \frac{\Psi''}{2}\tilde{\theta}^2 - a\Psi''\tilde{\theta}\sin wt + \frac{a^2\Psi''}{4}\cos 2wt \quad (4.5)$$

Este sinal é então “demodulado” pela multiplicação com $\sin wt$, dando

$$\xi \approx \frac{\Psi''}{2}\tilde{\theta}^2\sin wt - a\Psi''\tilde{\theta}\sin^2 wt + \frac{a^2\Psi''}{4}\cos 2wt\sin wt \quad (4.6)$$

Como será visto, O segundo termo, e especialmente a componente DC (ou constante) em $\sin^2 wt$, é decisivo. Novamente aplicando $2\sin^2 wt = 1 - \cos 2wt$, bem como a identidade

$$2\cos 2wt\sin wt = \sin 3wt - \sin wt,$$

chega-se a

$$\xi \approx -\frac{a\Psi''}{2}\tilde{\theta} + \frac{a\Psi''}{2}\tilde{\theta}\cos wt + \frac{a^2\Psi''}{8}(\sin wt - \sin 3wt) + \frac{\Psi''}{2}\tilde{\theta}^2\sin wt \quad (4.7)$$

Nota-se que, como θ^* é constante,

$$\dot{\tilde{\theta}} = -\dot{\tilde{\theta}},$$

obtém-se

$$\tilde{\theta} \approx \frac{k}{s} \left[-\frac{a\Psi''}{2}\tilde{\theta} + \frac{a\Psi''}{2}\tilde{\theta}\cos wt + \frac{a^2\Psi''}{8}(\sin wt - \sin 3wt) + \frac{\Psi''}{2}\tilde{\theta}^2\sin wt \right]. \quad (4.8)$$

Primeiro, despreza-se o último termo porque ele é o quadrado de $\tilde{\theta}$, pois a presente análise é somente local:

$$\tilde{\theta} \approx \frac{k}{s} \left[-\frac{a\Psi''}{2}\tilde{\theta} + \frac{a\Psi''}{2}\tilde{\theta}\cos wt + \frac{a^2\Psi''}{8}(\sin wt - \sin 3wt) \right] \quad (4.9)$$

Os dois últimos termos são de alta frequência. Quando passa por um integrador é muito atenuado. Assim, os mesmos são desprezados, obtendo-se:

$$\tilde{\theta} \approx \frac{k}{s} \left[-\frac{a\Psi''}{2} \tilde{\theta} \right] \quad (4.10)$$

ou

$$\dot{\tilde{\theta}} \approx -\frac{ka\Psi''}{2} \tilde{\theta}. \quad (4.11)$$

uma vez que $k\Psi'' > 0$, este sistema é estável. Assim, conclui-se que $\tilde{\theta} \rightarrow 0$, ou, em termos do problema original, $\hat{\theta}(t)$ converge para as proximidades de θ^* .

Lembre-se de que na análise realizada é importante notar que as aproximações são mantidas somente quando w é grande em relação a k , a , h e Ψ'' .

Teorema 4.1 (Teorema da Busca Extremal) *Para o sistema da figura 4.1, o erro da saída $y - \Psi^*$ produz convergência exponencial local para vizinhança da origem $O(a^2 + 1/w^2)$ desde que a frequência w da perturbação seja suficientemente grande, e $\frac{1}{1+L(s)}$ seja assintoticamente estável, onde*

$$L(s) = \frac{ka\Psi''}{2s}. \quad (4.12)$$

Capítulo 5

Controlador do Freio Eletromecânico

5.1 Controle via Modos Deslizantes para Rastreamento de um Torque Desejado

A ideia é utilizar um controlador de modos deslizantes para ajustar o torque aplicado nos freios (T_{bi}), tendo como referência um torque desejado (T_{bi}^{des}), o sinal do torque desejado é proveniente do controlador de ABS que são projetados nos Capítulos 6, 7 e 8 deste trabalho.

A equação (2.16) é uma equação diferencial de primeira ordem com grau relativo igual a 1. Neste caso a superfície de deslizamento é a diferença entre a saída atual do sistema de freio (T_{bi}) e o valor torque de freio desejado (T_{bi}^{des}), então:

$$s = T_{bi} - T_{bi}^{des}. \quad (5.1)$$

Tomando-se a solução para o sinal de controle apresentado na equação (3.14), tem-se:

$$u = \frac{1}{\hat{b}}(-\hat{f} - k \cdot \text{sign}(s)), \quad (5.2)$$

onde, u é o torque aplicado no atuador (\hat{T}_{bi}), $\hat{f} = -\hat{T}_{bi}/\tau$ e $\hat{b} = 1/\tau$.

Substituindo \hat{f} e \hat{b} na equação (5.2), obtém-se:

$$u = \hat{T}_{bi} - M \text{sign}(s), \quad (5.3)$$

na qual, $M = k\tau$ e \hat{T}_{bi} é o torque estimado produzido pelo sistema de freio, sendo seu valor limitado, o qual depende do tipo de pavimento. O valor máximo para o torque de freio estimado é calculado como:

$$\hat{T}_{bi\max} = \frac{R_w M_v g \hat{\mu}_{\max}}{4}, \quad (5.4)$$

na qual, M_v é a massa do veículo, g é a aceleração da gravidade e $\hat{\mu}_{\max}$ é o máximo coeficiente de atrito estimado.

Considerando \hat{T}_{bi} como um sinal de distúrbio, para que a lei de controle independa da magnitude do mesmo é imposta a seguinte condição:

$$M \gg \hat{T}_{bi\max} \quad (5.5)$$

Logo,

$$u = -M \operatorname{sgn}(T_{bi} - T_{bi}^{\text{des}}) \quad (5.6)$$

A figura 5.1 ilustra em blocos o esquema de controle por modos deslizantes equacionado em (5.6):

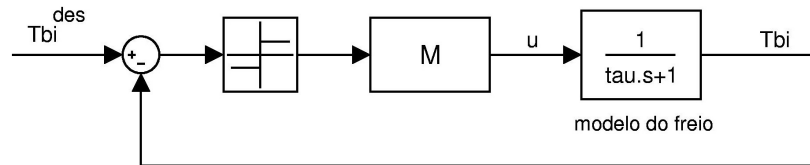


Figura 5.1: Esquema em blocos que ilustra a equação (5.6)

5.2 Projeto do Controlador de Freio

No controlador apresentado na figura 5.1 o projeto se restringe ao cálculo do ganho do relé (M). Para isso obtém-se o $\hat{T}_{bi\max}$ e aplica-se a inequação (5.5), onde os parâmetros do veículo constam na tabela (6.1), (considerou-se $\hat{\mu}_{\max} = 1$).

$$M \gg 0.31 * 1000 * 10 * 1/4$$

$$M \gg 775$$

No controlador utiliza-se $M=1000$. A figura 5.2 ilustra o controlador com um relé para o freio eletromecânico.

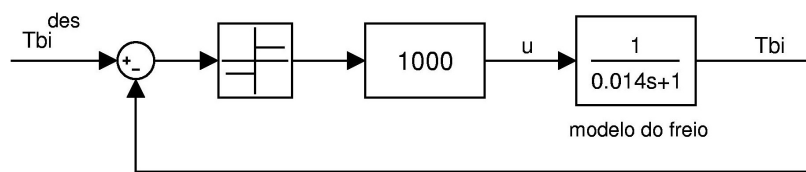


Figura 5.2: Controlador de Freio somente com um relé

Capítulo 6

Sistema Antibloqueio (ABS) pelo Deslizamento Desejado

6.1 Introdução

O objetivo deste capítulo consiste em utilizar o modelo do sistema, que envolvem a dinâmica da roda e do veículo, e a partir das análises dessas equações obter um algoritmo de controle via modos deslizantes, que permita regular o deslizamento da roda para um deslizamento desejado (λ_{des}) (Kachroo 1999), mesmo no caso de mudanças de valores em tempo real (variações nas condições da pista).

A força de atrito e a velocidade do veículo não estão disponíveis para serem medidas. A proposta é utilizar observadores de força e velocidade do veículo via modos deslizantes. No algoritmo dos observadores considera-se que a velocidade do veículo é a mesma velocidade linear da roda (deslizamento nulo), quando o ABS é ativado.

Ao final deste capítulo são realizadas simulações para testar a convergência e robustez deste controlador, considerando os valores da força de atrito e da velocidade do veículo disponíveis. Em seguida simulações para testar a estabilidade do controlador são realizadas com uso de observadores via modos deslizantes.

6.2 Dinâmica do Sistema

Conforme a seção 2.1.3 a dinâmica do sistema é modelada pelas equações

$$J_w \dot{w}_i = -T_{bi} - R_w F_i, \quad (6.1)$$

$$M_v \dot{v} = 4F_i. \quad (6.2)$$

A seguir apresenta-se o projeto de um controlador via modos deslizantes para atingir a regulação do deslizamento.

6.3 Projeto do Controlador a Estrutura Variável

A equação da dinâmica do sistema em termos do deslizamento da roda foi apresentada em (2.12), é reescrita abaixo

$$\dot{\lambda} = f + bu_i. \quad (6.3)$$

A equação (6.3) é uma equação diferencial de primeira ordem com grau relativo igual a 1, neste caso a superfície de deslizamento é a diferença entre a saída atual do deslizamento da roda (λ) e o valor do deslizamento desejado (λ_{des}), então:

$$s = \lambda - \lambda_{des}. \quad (6.4)$$

A solução para o sinal de controle já foi demonstrada na seção 3.2, representada na equação (3.16). Por trata-se de um sistema de primeira ordem o controle equivalente (u_{eq}) é igual a $-\hat{f}$, então:

$$u = \frac{1}{\hat{b}}(-\hat{f} - k \cdot \text{sat}(\frac{s}{\phi})), \quad (6.5)$$

na qual,

$$\hat{f} = \frac{1}{\hat{v}} \left[-\frac{R_w^2}{J_w} + (1 + \lambda) \frac{4}{M_v} \right] \hat{F}_i$$

$$\hat{b} = -\frac{1}{\hat{v}} \frac{R_w}{J_w}$$

A figura 6.1 ilustra o esquema de controle por modos deslizantes equacionado em (6.5).

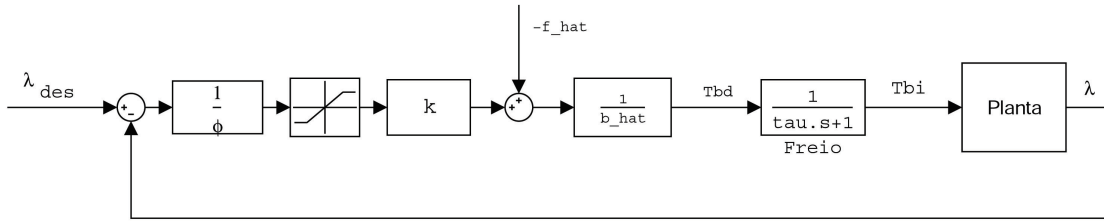


Figura 6.1: Esquema que representa a equação (6.5)

6.3.1 Projetando o Controlador

O projeto do controlador consiste no cálculo dos parâmetros k e ϕ , enquanto \hat{b} e \hat{f} são funções que dependem das estimativas da velocidade, força de atrito e a pista e dos parâmetros do veículo.

No cálculo dos parâmetros do controlador, k e ϕ , utiliza-se os parâmetros do veículo constantes na tabela (6.1), tem-se:

1. Cálculo de k :

Utiliza-se a equação (3.15), que é reescrita de forma mais simplificada

$$k = F + D + \eta, \quad (6.6)$$

na qual,

F é o limitante superior do erro de modelagem

D é o limitante superior do distúrbio

η é uma constante positiva

Para calcular o limitante superior do erro de modelagem estima-se este valor em 10% do valor máximo de \hat{f} , então:

$$\hat{f}_{max} = \frac{1}{\hat{v}_{min}} \left[-\frac{R_w^2}{J_w} + (1 + \lambda) \frac{4}{M_v} \right] \hat{F}_{imax}. \quad (6.7)$$

e

$$\hat{F}_{imax} = \frac{M_v g}{4} \hat{\mu}_{max}. \quad (6.8)$$

Substituindo-se os parâmetros do veículo, constantes na tabela (6.1), e considerando $\hat{v}_{min} = 1m/s$ (quando o ABS deve ser desligado), $g = 10m/s^2$ e $\hat{\mu}_{max} = 1$ e despreza-se o λ , pois $|\lambda| \ll 1$, tem-se:

$$\hat{F}_{imax} = \frac{1000*10}{4} * 1 = 2500N$$

e

$$\hat{f}_{max} = \frac{1}{1} \left[-\frac{0.31^2}{0.65} + \frac{4}{1000} \right] * 2500 = 380$$

e finalmente,

$$F = 10\% \hat{f}_{max} = 38$$

Com relação aos demais parâmetros do controlador, os mesmos são considerados como $D=10$ (limitante superior do distúrbio) e $\eta = 2$.

Logo,

$$k = F + D + \eta = 38 + 10 + 2 = 50$$

2. Cálculo da Camada Limite (ϕ)

A partir das equações (3.20) e (3.21) pode-se calcular a espessura da camada limite como função do ganho (k) e do erro de regime (ϵ), tem-se:

$$\phi = \sqrt{k\epsilon}. \quad (6.9)$$

Considerando-se o erro de regime no máximo de 0.1 (um décimo), uma vez que a magnitude do deslizamento da roda (λ) está na ordem de décimos, o que produz um erro de regime (do deslizamento) na ordem de centésimos, sendo desprezível, então:

$$\phi = \sqrt{50 * 0.1} = 2.2 = 1/0.45$$

6.4 Simulink e a Estratégia de Controle

O Simulink é uma linguagem de programação visual, utilizada eminentemente na simulação de sistemas dinâmicos. O Simulink opera em conjunto com o Matlab, de modo a permitir a especificação de diferentes sistemas dinâmicos, determinar as condições e parâmetros da simulação, e efetivamente executá-la. Permite ainda a análise dos resultados da simulação.

Os parâmetros do veículo para efeito de simulação é mostrado na tabela (6.1).

Massa do veículo (M_v)	1000Kg
Raio da roda (R_w)	0.31 metros
Inercia da roda	0.65 Kg m^2
Força normal no pneu (N_v)	2287 Newton
Número de rodas	4

Tabela 6.1: Parâmetros do veículo

A seguir são apresentadas as estratégias de simulação para os dois casos: a força de atrito e velocidade do veículo estão disponíveis e no segundo caso as mesmas não estão disponíveis, neste caso são empregados observadores via modos deslizantes.

6.4.1 Velocidade do Veículo e Força de Atrito Disponíveis

A estratégia consiste em cascatear o controlador pelo deslizamento desejado (λ_{des}), o modelo do freio, a planta (dinâmica da roda e do veículo), um bloco que calcula o deslizamento da roda e outro bloco para calcular a força de atrito em função do deslizamento, conforme a equação (2.3). A figura 6.2 ilustra a estratégia de controle proposta. Um programa escrito em Matlab (Lambdad.m, veja Apêndice B.1) funciona como programa principal que chama o bloco de simulação (controlLambdad.mdl) ilustrado na figura 6.2, que inicializa os valores constantes na (6.1) e plota os gráficos ilustrados nas figuras 6.4,6.5 e 6.6.

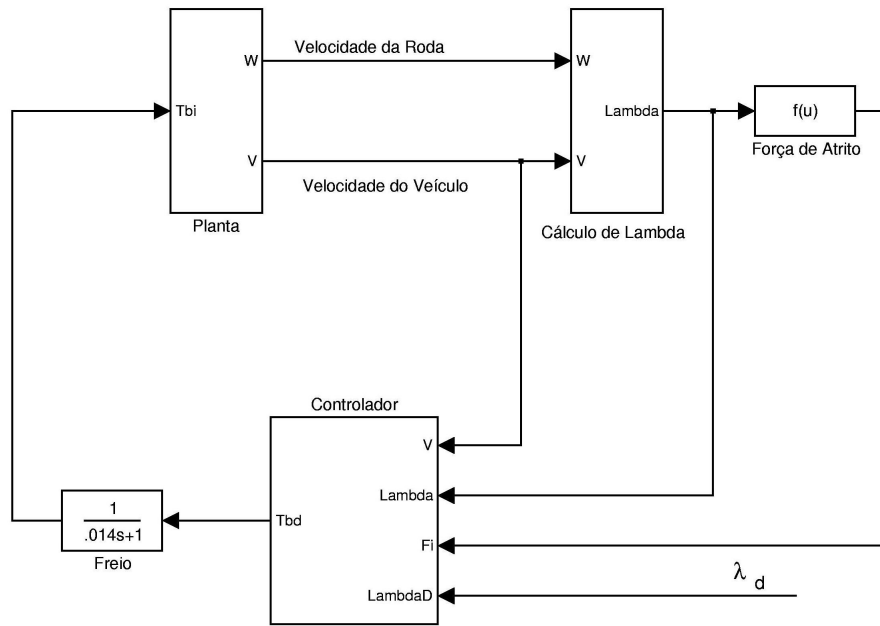


Figura 6.2: Estratégia de Controle pelo Deslizamento Desejado com Velocidade do Veículo e Força de Atrito disponíveis

6.4.2 Uso dos Observadores de Força e Velocidade

A estratégia de simulação é similar a anterior, porém neste caso a velocidade e a força de atrito não estão disponíveis para serem medidas, o que é o caso real. Para resolver este problema utiliza-se o esquema para o observadores de força e velocidade do veículo mostrado na figura 3.15 (com filtro passa-baixa). A figura 6.3 ilustra a estratégia utilizada com o uso dos observadores.

6.5 Resultados da Simulação

6.5.1 Força de Atrito e Velocidade do veículo disponíveis

Para testar o funcionamento e a robustez do Controlador, considerando as medidas da força de atrito e velocidade do veículo disponíveis, utilizou-se o seguinte roteiro:

- Teste de convergência pela direita
 - a) Para uma pista de asfalto seco, conforme (Kachroo & Tomizuka 1994), temos $\mu_p = 0.8, \lambda_p = 0.2$, enquanto o veículo e roda apresentam velocidade

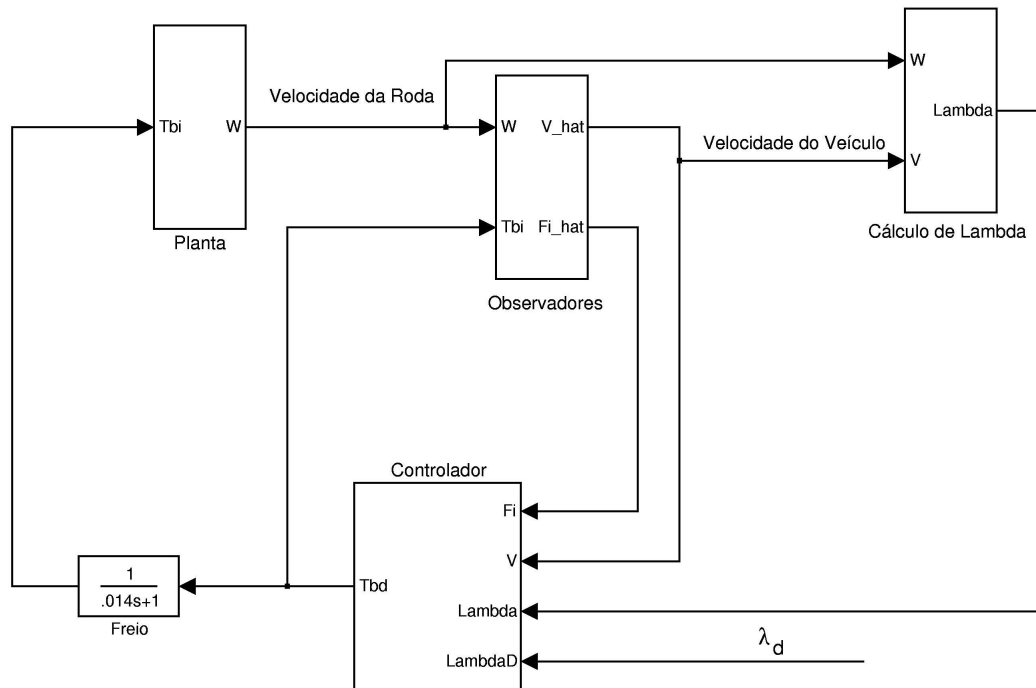


Figura 6.3: Estratégia de Controle pelo Deslizamento Desejado usando Observadores de Força de Atrito e Velocidade

linear de 100Km/h , no momento em que o sistema antibloqueio é ativado. A figura 6.4 ilustra os gráficos das velocidades do veículo (v) e roda (w_i), deslizamento (λ), torque nos freios (T_{bi}) todos em função do tempo, somente a força de atrito é plotada em função do deslizamento (w_i), na mesma pode-se observar que o valor inicial de λ está a direita do ponto que corresponde ao deslizamento desejado (λ desejado). O controlador gera o sinal de torque desejado de tal forma que o algoritmo do deslizamento desejado regula o deslizamento para as vizinhanças do deslizamento desejado (λ desejado). Portanto, dentro das considerações feitas o controlador proposto convergiu pela direita do ponto desejado (λ desejado).

- Teste de convergência pela esquerda

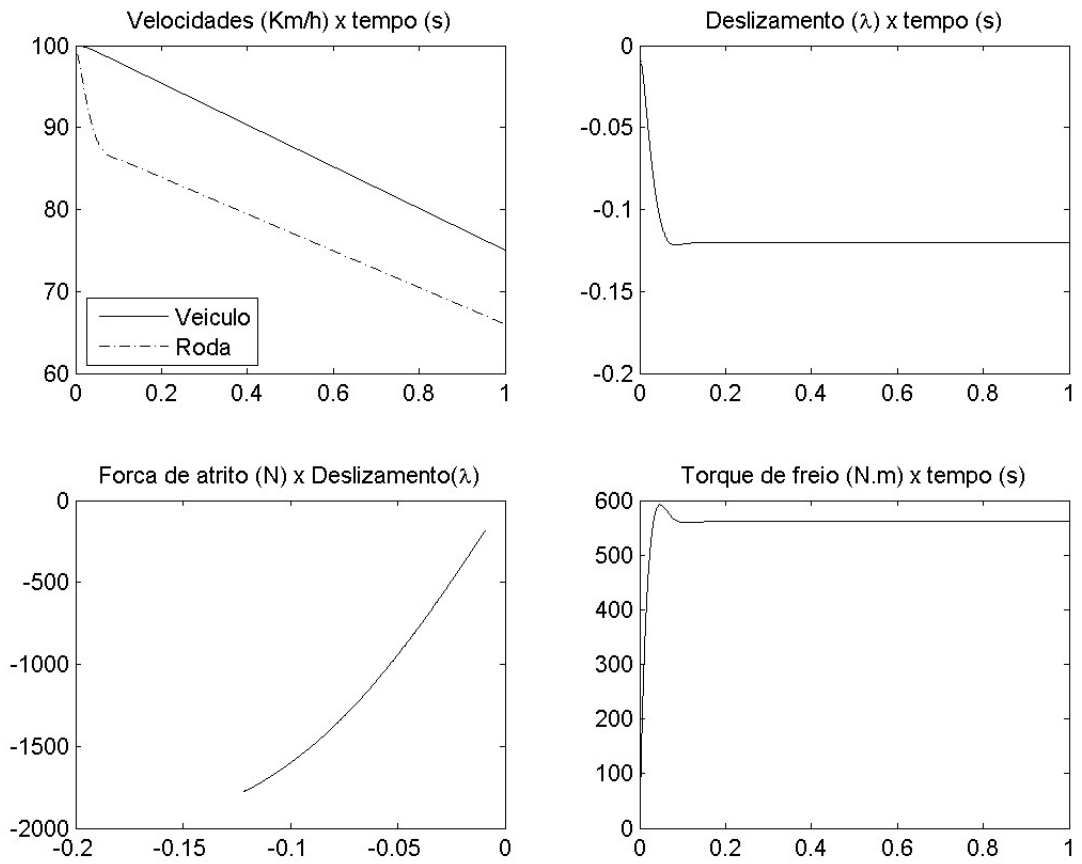


Figura 6.4: Resultado da Simulação com ponto inicial à direita do λ desejado

b) Para as mesmas condições do item (a), porém o deslizamento inicial foi ajustado de modo que esteja a esquerda do ponto que corresponde ao λ desejado. Por exemplo a velocidade do veículo de 100 Km/h e a velocidade linear da roda a 70 Km/h quando o antibloqueio é ativado. A figura 6.5 ilustra os gráficos das velocidades do veículo (v) e roda (w_i), deslizamento (λ), torque nos freios (T_{bi}) todos em função do tempo, somente a força de atrito é plotada em função do deslizamento (λ), na mesma pode-se observar que o valor inicial de λ está a esquerda do ponto que corresponde ao deslizamento desejado (λ desejado). O controlador gera o sinal de torque desejado de tal forma que, o algoritmo do deslizamento desejado, regula o deslizamento para as vizinhanças do deslizamento desejado (λ desejado). Portanto, dentro das considerações feitas o controlador proposto convergiu pela esquerda do ponto desejado (λ desejado).

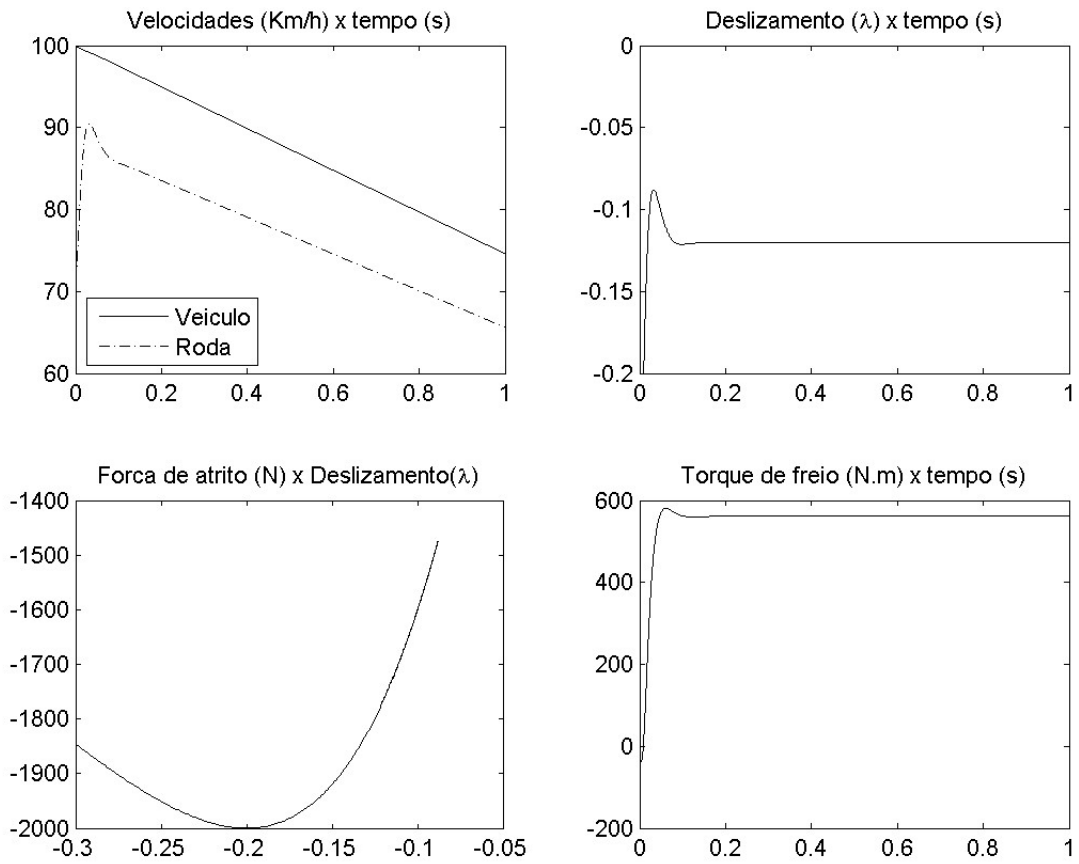


Figura 6.5: Resultado da Simulação com ponto inicial à esquerda do λ desejado

- Teste de Robustez

Para testar a robustez do Controlador apresentado aplicou-se perturbações no mesmo, estas foram provocadas pelas variações nas condições do pavimento para três situações: i) pista seca de concreto ($\lambda_p = -0.2, \mu_p = -0.8$), pista nominal (condições médias ($\lambda_p = -0.175, \mu_p = -0.5$)) e pista escorregadia ($\lambda_p = -0.15, \mu_p = -0.2$) (Kachroo & Tomizuka 1994). A figura 6.6 mostra o resultado dessa simulação, na mesma o sistema perde a controlabilidade para baixas velocidades, neste instante o ABS deve ser desligado e deve ser aplicado um torque de freio que faça o veículo para sem bloqueio das rodas, em (Petersen 2001) a partir de 1 m/s (velocidade do veículo) o ABS deve ser desligado.

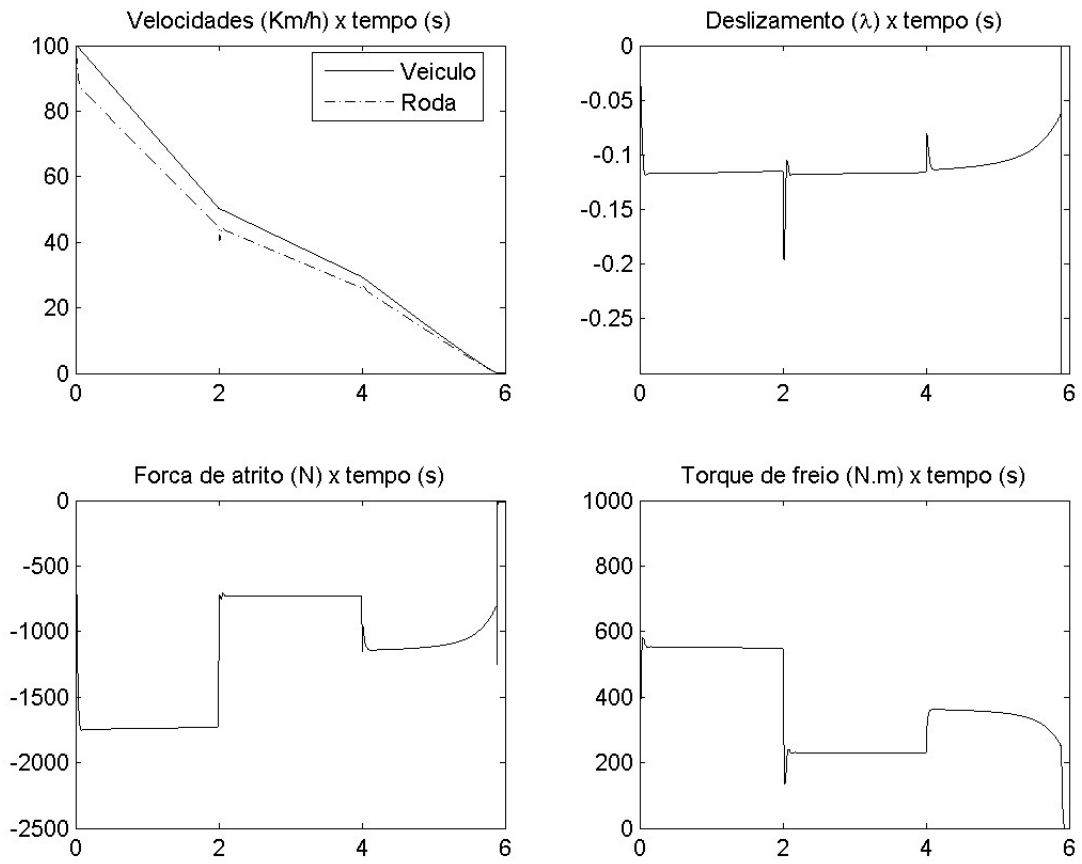


Figura 6.6: Resultado da simulação para superfícies diferentes de pista

Pode-se observar na figura 6.6 que apesar das perturbações o controlador apresentou o robustez satisfatória.

6.5.2 Com Observadores de Força de Atrito e Velocidade do Veículo

Para testar a estabilidade do controlador, utilizando o observador de força de atrito (nesta técnica de controle não é necessário estimar a velocidade do veículo), utiliza-se os mesmos parâmetros anteriores para o veículo, pista e controlador. As simulações foram realizadas em pista seca ($\mu_p = -0.8, \lambda_p = -0.2$) e pista escorregadia ($\mu_p = -0.2, \lambda_p = -0.15$), enquanto o veículo e roda apresentavam velocidade linear de $100Km/h$, no momento em que o sistema antibloqueio é ativado. As figuras 6.7 e 6.8

ilustram os gráficos das velocidades do veículo(v) e roda (w_i), deslizamento da roda (k_i), torque nos freios (T_{bi}) e força de atrito (F_i) todos em função do tempo, para as pistas seca e escorregadia, respectivamente.

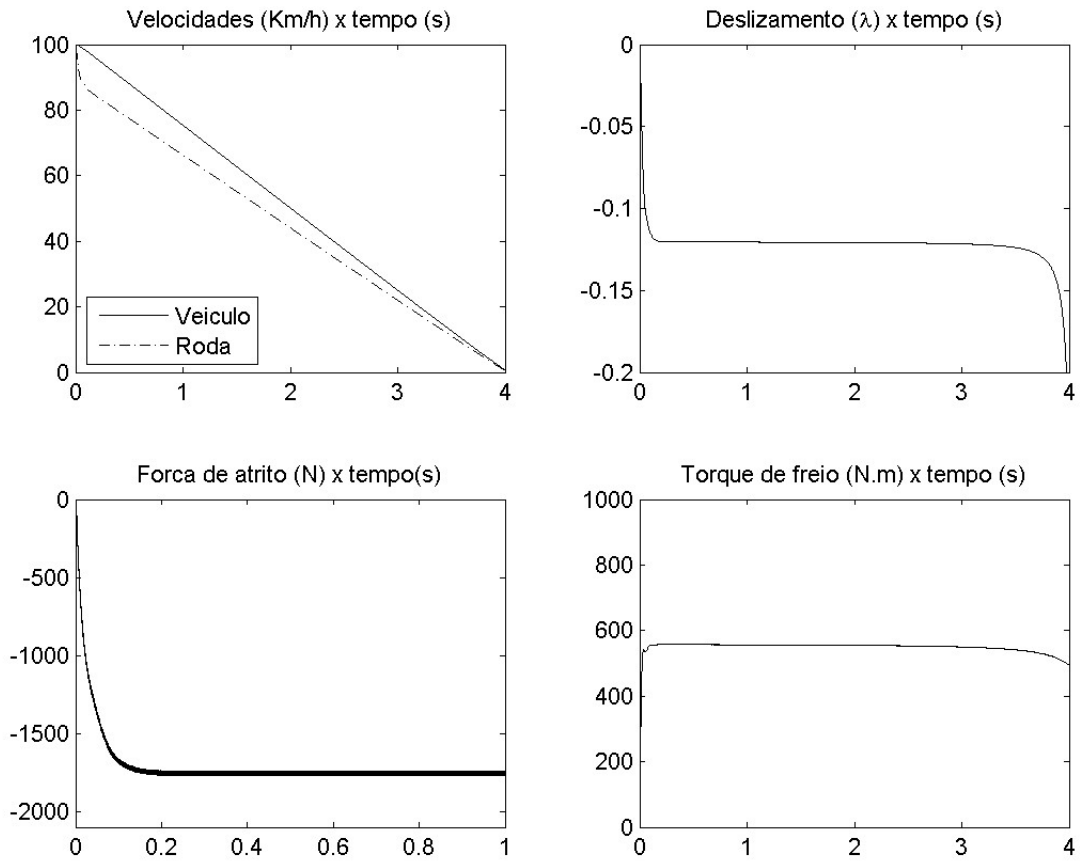


Figura 6.7: Resultado da simulação com Observadores de Força e Velocidade do Veículo para pista seca

As figuras 6.7 e 6.8 mostram que o controlador pelo deslizamento desejado, com observadores via modos deslizantes, apresenta estabilidade satisfatória, somente em baixa velocidade (do veículo) a estabilidade é perdida, neste instante o ABS deve ser desligado.

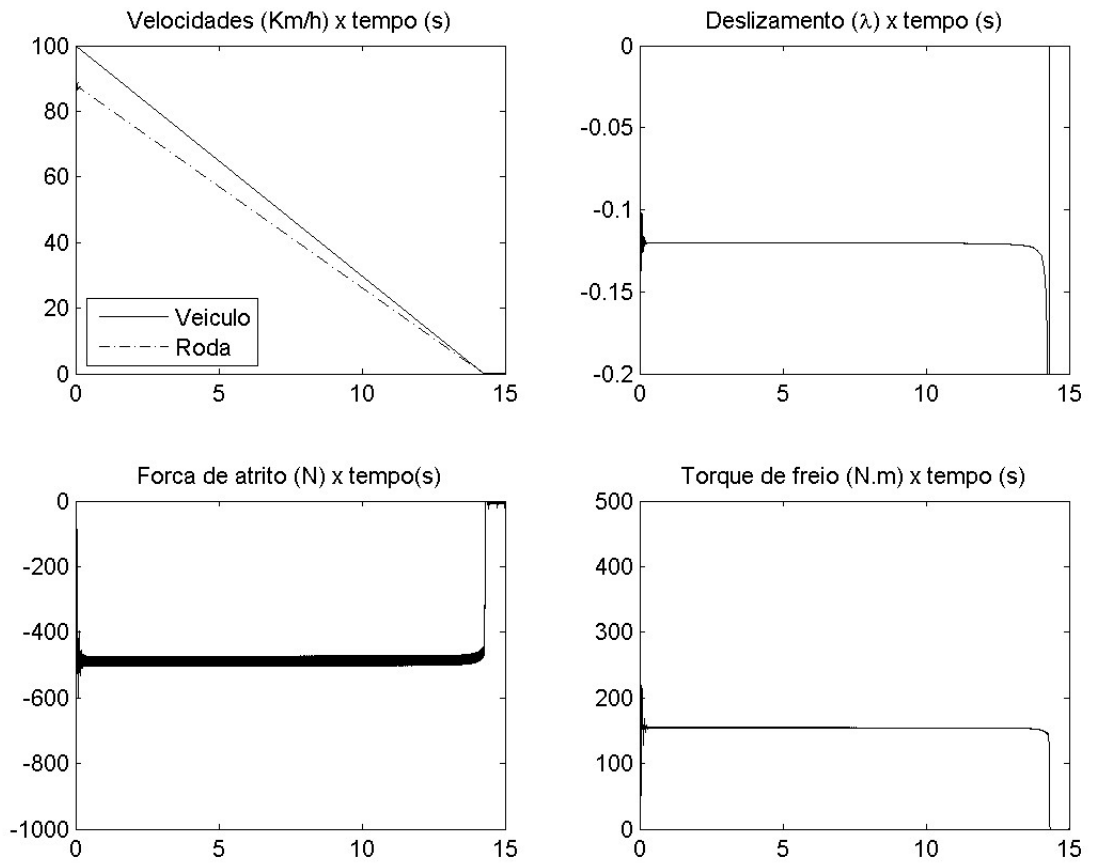


Figura 6.8: Resultado da simulação com Observadores de Força e Velocidade do Veículo para pista escorregadia

Capítulo 7

Sistema Antibloqueio (ABS) pela busca Extremal por Modos Deslizantes

7.1 Introdução

O objetivo deste capítulo consiste em utilizar o modelo do sistema, que envolve a dinâmica da roda e do veículo e, a partir das análises dessas equações, obter um algoritmo de controle via modos deslizantes que permita ajustar o deslizamento da roda para um deslizamento ótimo ou para uma vizinhança do mesmo (Drakunov, Özgüner, Dix & Ashrafi 1995).

A força de atrito e a velocidade do veículo não estão disponíveis para serem medidas. A proposta é utilizar observadores de força e velocidade do veículo via modos deslizantes. No algoritmo dos observadores considera-se que a velocidade do veículo é a mesma velocidade linear da roda (deslizamento nulo), quando o ABS é ativado.

Ao final deste capítulo são realizadas simulações para testar a convergência e robustez deste controlador, considerando os valores da força de atrito e da velocidade do veículo disponíveis. Em seguida simulações para testar a estabilidade do controlador são realizados com uso de observadores via modos deslizantes.

7.2 Dinâmica do Sistema

7.2.1 Dinâmica da Roda

Como antes, a dinâmica de cada uma das rodas é modelada pela equação

$$J_w \dot{w}_i = -T_{bi} \operatorname{sgn}(w_i) - R_w F_i + T_{ei}, \quad (7.1)$$

na qual, $i = 1, \dots, 4$ (cada uma das rodas), w_i é a velocidade angular da roda, J_w é o momento de inércia da roda ao redor do seu eixo de rotação, T_{bi} é torque do freio em cada roda, $R_w F_i$ é o torque pneu/pista produzido pela reação da força de atrito e T_{ei} é o torque motor que é assumido igual a zero durante a frenagem.

7.2.2 Dinâmica do Veículo

Como antes, a dinâmica do veículo é modelada pela equação

$$M_v \dot{v} = \sum_{i=1}^4 F_i - F_a, \quad (7.2)$$

na qual, v é a velocidade linear do veículo, F_a é a força de arraste aerodinâmico, que é modelada como $F_a = A_{dx} \dot{x}^2$, sendo A_{dx} a área de resistência ao vento e F_i é a força de atrito pneu/pista para cada uma das rodas.

7.2.3 Modelo da Força de Atrito

O ponto crítico é o modelo das forças de atrito F_i . Estas forças dependem da superfície da pista, pneu e das condições atmosféricas e muitas outras condições. O modelo de Pacejka (Bakker, Pacejka & Linder 1982) tem sido usado em diversos estudos. Neste modelo é assumido que a força de atrito em cada roda, durante a frenagem, é função não linear $F_i = F_i(\lambda)$ do deslizamento λ , este é definido como

$$\lambda = \frac{R_w w_i - v}{v}. \quad (7.3)$$

para o caso de frenagem do veículo, quando

$$R_w w_i \leq v \quad (7.4)$$

e como

$$\lambda = \frac{R_w w_i - v}{R_w w_i} \quad (7.5)$$

para o caso de aceleração do veículo, quando

$$R_w w_i \geq v \quad (7.6)$$

Os valores da função $F_i(\lambda)$ foram obtidas experimentalmente para diferentes tipos de condições de superfícies. Os experimentos mostraram que a região $\lambda > 0$ a função tem um único extremo-máximo global e na região $\lambda < 0$ a mesma tem um único extremo mínimo global. A forma da função F_i é mostrada na Figura 7.1.

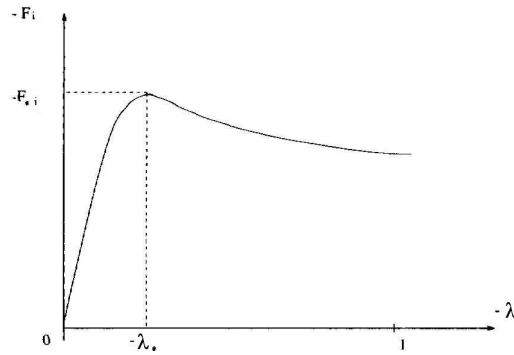


Figura 7.1: Modelo de Pacejka

Considera-se um modelo mais geral o que não contradiz com o modelo de Pacejka descrito acima, mas o inclui como um caso particular.

Assumindo que cada força de atrito F_i é uma função não estacionária do deslizamento λ .

$$F_i = F_i(t, \lambda) \quad (7.7)$$

com derivadas parciais limitadas

$$\left| \frac{\partial F_i}{\partial \lambda} \right| + \left| \frac{\partial F_i}{\partial t} \right| \leq C_0 \quad (7.8)$$

e tal que, para todo t a desigualdade

$$\lambda F_i(t, \lambda) \geq 0 \quad (7.9)$$

é mantida, e a função F_i tenha um único máximo global em

$$\lambda^*(t) \geq \delta > 0 \quad (7.10)$$

$$y_i^* = F_i(t, \lambda^*) \quad (7.11)$$

e um único mínimo global em

$$\lambda_*(t) \leq -\delta < 0 \quad (7.12)$$

$$y_{*i} = F_i(t, \lambda_*) \quad (7.13)$$

Assumindo que F_i é uma função suave de λ nas regiões $\lambda > 0$ e $\lambda < 0$ e na vizinhança ϵ ($\epsilon > 0$) os pontos extremais λ^* (corresponde ao valor de pico da força de atrito F_i na aceleração) e λ_* (corresponde ao valor de pico da força de atrito F_i na desaceleração) satisfaçam as seguintes condições

$$\left| \frac{\partial F_i}{\partial \lambda} \right| \geq K_0 |\lambda - \lambda_*|, \quad (7.14)$$

$$\left| \frac{\partial F_i}{\partial \lambda} \right| \geq K_0 |\lambda^* - \lambda|. \quad (7.15)$$

As equações (7.14) e (7.15) estabelecem que a derivada $\frac{\partial F_i}{\partial \lambda}$ seja uma função continuamente diferenciável em torno da vizinhança ϵ .

7.3 Projeto do Controlador a Estrutura Variável

7.3.1 Introdução

Duas versões de algoritmos do controlador com diferentes níveis de complexidade foram desenvolvidos. Na primeira versão o modelo estático é considerado. Neste caso é assumido que a corrente aplicada ou é zero (circuito magnético desenergizado), o que

implica em torque de freio nulo, ou é aplicado no circuito magnético uma corrente que corresponde a um torque de freio máximo (T_{bmax}).

A segunda versão foi baseada no modelo dinâmico do freio eletromecânico.

O problema da frenagem ótima é resolvido para os dois modelos e é assumido que os valores reais da força de atrito

$$y_i(t) = F_i(t, \lambda(t)) \quad (7.16)$$

e da corrente elétrica aplicada ao circuito magnético do freio podem ser medidos diretamente. Porém, na prática os valores da força F_i não podem ser medidos diretamente sendo necessários estimá-los.

7.3.2 Desenvolvimento do Controlador

Diferenciando $y_i = F_i(t, \lambda(t))$ em relação ao tempo utilizando as equações (7.1), (7.2), (7.3) e (7.7), obtém-se:

$$\dot{y}_i = -\frac{\partial F_i}{\partial \lambda} \frac{1}{v} \left[R_w J_w^{-1} T_{bi} \operatorname{sgn}(w_i) + R_w^2 J_w^{-1} y_i + M^{-1} (1 + \lambda) \sum_{j=1}^4 y_j \right] + \frac{\partial F_i}{\partial t}. \quad (7.17)$$

Esta equação mostra que mesmo se o torque do freio T_{bi} for considerado como variável de controle, o que significa que a dinâmica do sistema de freio eletromecânico foi desconsiderada, a principal dificuldade para controlar a força de atrito está no fato que o sinal do coeficiente $\frac{\partial F_i}{\partial \lambda}$ é desconhecido. Devido às diferentes condições de pista o valor real do deslizamento $\lambda(t)$ pode ser maior que o deslizamento ótimo λ_* ou então menor que λ_* e portanto, $\frac{\partial F_i}{\partial \lambda} > 0$ ou $\frac{\partial F_i}{\partial \lambda} < 0$, respectivamente. Além disso o valor de λ_* não é conhecido a priori.

7.3.3 Primeira Versão do Controlador

Na primeira versão do algoritmo é utilizado o modelo estático do freio eletromecânico, o que significa que somente aplica-se ao circuito do freio eletromecânico uma corrente mínima ($i_{min} = 0$) ou uma corrente máxima (i_{max}), a corrente mínima corresponde a um torque de freio mínimo ($T_{bmin} = 0$) e a corrente máxima corresponde a um torque de freio máximo (T_{bmax}).

A lei de controle para esta versão é dada como

$$T_{bi} = T_{bmax}\psi(\sin(Cy_i + \sigma(t))), \quad (7.18)$$

na qual,

$$\psi(\xi) = \begin{cases} 1 & \text{se } \xi > 0 \\ 0 & \text{se } \xi < 0 \end{cases} \quad (7.19)$$

Por exemplo, se $\sigma(t) = \beta t$ tem-se:

$$T_{bi} = T_{bmax}\psi(\sin(Cy_i + \beta t)). \quad (7.20)$$

Pode-se demonstrar que a lei de controle mostrada na equação (7.18) faz o sistema convergir de forma desejável para uma vizinhança próxima ao valor ótimo da força de atrito, $y_{\star i} = F(t, \lambda_{\star}(t))$.

Substituindo (7.18) em (7.17) obtém-se:

$$\dot{y}_i = A_i(t) + B_i(t)\psi(\sin(Cy_i + \sigma(t))), \quad (7.21)$$

na qual,

$$A_i(t) = -\frac{\partial F_i}{\partial \lambda} \frac{1}{v} \left[R_w^2 J_w^{-1} y_i + M_v^{-1} (1 + \lambda) \sum_{j=1}^4 y_j \right] + \frac{\partial F_i}{\partial t} \quad (7.22)$$

$$B_i(t) = -T_{bmax} \frac{\partial F_i}{\partial \lambda} \frac{1}{v} R_w J_w^{-1} \quad (7.23)$$

Assumiu-se que $w_i > 0$ durante a frenagem e portanto $\text{sgn}(w_i) = 1$. Introduzindo novas variáveis

$$z_i = \sigma(t) + Cy_i \quad (7.24)$$

Derivando a equação (7.24) em relação ao tempo e substituindo a equação (7.21), tem-se

$$\dot{z}_i = \dot{\sigma} + CA_i + CB_i\psi(\sin(z_i)) \quad (7.25)$$

A função apresentada na equação (7.25) alterna entre positivo e negativo nos intervalos $\dots, (-\pi, 0), (0, \pi), (\pi, 2\pi), \dots$, desde que as condições abaixo devem ser satisfeitas:

$$|CB_i| > |CA_i + \dot{\sigma}|, \quad (7.26)$$

$$\text{sgn}(\dot{\sigma} + CA_i) = -\text{sgn}(CB_i) \quad (7.27)$$

As figuras 7.2 e 7.3 ilustram as alternâncias de sinal para \dot{z}_i para os casos: $(\frac{\partial F_i}{\partial \lambda}) > 0$ (figura 7.2) e $(\frac{\partial F_i}{\partial \lambda}) < 0$ (figura 7.3). Notar que as letras E e I indicam os pontos de estabilidade e instabilidade, respectivamente.

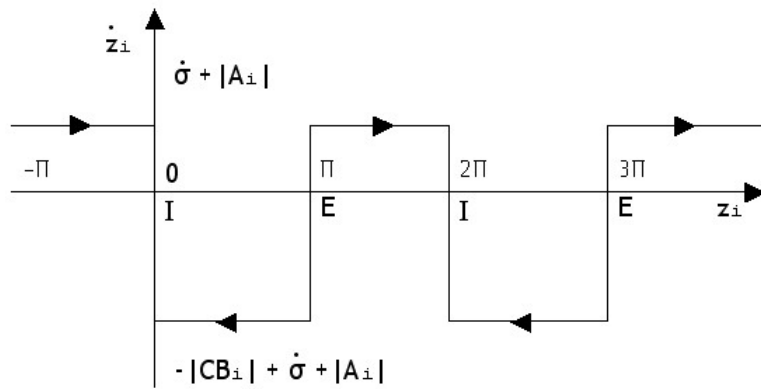


Figura 7.2: Alternância de sinal de \dot{z}_i para $(\frac{\partial F_i}{\partial \lambda}) > 0$

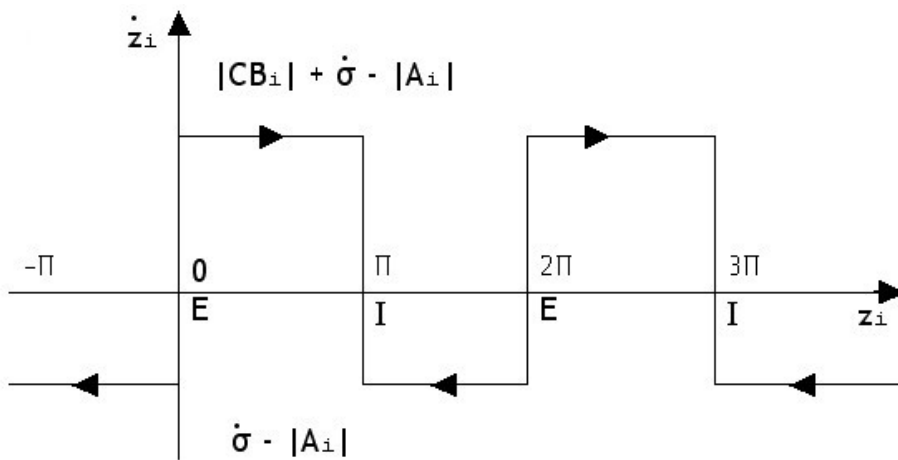


Figura 7.3: Alternância de sinal de \dot{z}_i para $(\frac{\partial F_i}{\partial \lambda}) < 0$

Então se (7.26) e (7.27) são satisfeitas em ambos os casos obtem-se o deslizamento para uma das superfícies

$$z_i - \pi l = 0 \quad (7.28)$$

na qual, l é um número inteiro $(0, \pm 1, \pm 2, \dots)$.

Das equações (7.28) e (7.24) segue que

$$C y_i = -\sigma(t) + \pi l = 0 \quad (7.29)$$

Esta igualdade significa que $y_i = F_i(t, \lambda(t))$ é uma função decrescente no tempo e, portanto, ela tende a um mínimo com taxa $\dot{\sigma}$, não interessando o sinal da derivada parcial, $\frac{\partial F_i}{\partial \lambda}$.

A variável y_i é decrementada enquanto as condições de deslizamento (7.26) e (7.27) forem satisfeitas.

A condição (7.26) pode ser reescrita como

$$\left| \frac{\partial F_i(t, \lambda(t))}{\partial \lambda} \right| > \frac{|\dot{\sigma}v| + |CC_1|}{|CT_{bmax}R_w J_w^- 1|} \quad (7.30)$$

na qual, C_1 é o máximo de $|A_i v|$

$$C_1 = C_0 \left(R_w^2 J_w^- 1 |y_{*i}| + 2M^{-1} \sum_{j=1}^4 |y_{*j}| + 1 \right)$$

Por outro lado, a condição (7.27) é equivalente a

$$sgn \left[\frac{\partial F_i(t, \lambda(t))}{\partial \lambda} \right] (\dot{\sigma} + CA_i) > 0 \quad (7.31)$$

De acordo com a concepção (7.13), tem-se que $\left(\frac{\partial F_i(t, \lambda(t))}{\partial \lambda} \right) > 0$ nas vizinhanças de um δ do ponto da origem, $\lambda = 0$. No caso de frenagem $\lambda \leq 0$ e conseqüentemente y_i é sempre negativo e a desigualdade (7.31) sempre é satisfeita, sendo o $\dot{\sigma}$ positivo.

Devido as concepções (7.8), (7.14) e (7.15) o posto da desigualdade (7.30) define a vizinhança do ponto ótimo λ_* . Pela escolha apropriado dos parâmetros C , $\dot{\sigma}$ e T_{bmax} apropriadamente esta região pode ser feita arbitrariamente pequena. Fora desta área a superfície de deslizamento existe, a variável y_i é decrementada e então λ tende a λ_* .

7.3.4 Segunda Versão do Controlador

Melhor desempenho pode ser obtido considerando-se a dinâmica do sistema de freio eletromecânico. Neste caso T_{bi} não é uma variável de controle, mas uma variável de estado. Projetou-se uma variedade no espaço de estado que leva a convergência da força de atrito para um ponto ótimo ou, no mínimo, para dentro de uma pequena vizinhança.

Pode-se mostrar que a relação abaixo força a convergência de y_i para uma vizinhança (ϵ) do valor $y_{\star i} = F_i(t, \lambda_{\star}(t))$.

$$R_w J_w^{-1} T_{bi} \operatorname{sgn}(w_i) + R_w^2 J^{-1} y_i + M^{-1}(1 + \lambda) \sum_{j=1}^4 y_j = K \sin(\sigma(t) + C y_i) \quad (7.32)$$

Os parâmetros do Controlador σ , K e C poderiam ser escolhidos para satisfazer a precisão e requisitos de rapidez na procura extremal. Então, projetou-se um controlador de corrente desejada baseado na igualdade (7.32).

Substituindo (7.32) em (7.17) obtêm-se:

$$\dot{y}_i = A_i(t) + B_i(t) \sin(\sigma(t) + C_i y) \quad (7.33)$$

onde

$$A_i(t) = \frac{\partial F_i(t, \lambda(t))}{\partial t} \quad (7.34)$$

$$B_i(t) = -K \frac{\partial F_i(t, \lambda(t))}{\partial \lambda} \frac{1}{v} \quad (7.35)$$

$i = 1, \dots, 4$.

Como antes, introduzindo novas variáveis

$$z_i = \sigma(t) + C y_i \quad (7.36)$$

Derivando a equação (7.36) em relação ao tempo e substituindo a equação (7.33), tem-se

$$\dot{z}_i = \dot{\sigma} + CA_i + CB_i \sin(zi) \quad (7.37)$$

Comparando as equações (7.37) e (7.25) nota-se que as mesmas são semelhantes, sendo que a diferença está no terceiro termo dessas equações, que no primeiro caso \dot{z}_i alterna entre valores positivo e negativo, de tal forma a manter o valor médio de \dot{z}_i nulo e o valor de z_i fixo numa das superfícies πk , onde $k = \dots - 2, -1, 0, 1, 2, \dots$. Enquanto no segundo caso \dot{z}_i é anulado, pois z_i é mantido nas vizinhanças de $\pi/2$ de uma das superfícies πk , portanto a demonstração da convergência para o ponto ótimo realizada para primeira versão vale para a segunda versão. Isto Implica que y_i é decrementado com taxa "média" $-\dot{\sigma}$.

A condição (7.26) é mantida se

$$\left| \frac{\partial F_i(t, \lambda(t))}{\partial \lambda} \right| > \frac{|\dot{\sigma}v| + |CC_1|}{|CK|} \quad (7.38)$$

Devido as concepções na função F_i a condição (7.26) é violada somente na vizinhança do ponto extremal λ_* . Portanto, y_i decrescerá com taxa $\dot{\sigma}$ até alcançar a vizinhança do ponto extremal λ . Assim como, o deslizamento λ alcançará a vizinhança do ponto ótimo λ_* .

A segunda versão do Controlador requer um controlador de corrente que produza um torque de frenagem desejado T_{bi}^{des} . O torque desejado é obtido a partir da equação (7.32) que satisfaz

$$T_{bi}^{des} = -R_w y_i - R_w^{-1} JM^{-1}(1 + \lambda) \sum_{j=1}^4 y_j + R_w^{-1} JK \sin(\sigma(t) + Cy_i) \quad (7.39)$$

A figura 7.4 ilustra o esquema de controle que representa a equação (7.39), o mesmo será utilizado no Simulink para viabilizar a estratégia de simulação (corresponde ao arranjo dos diversos blocos necessários para a implementação do controlador de ABS) a ser discutida na seção seguinte. Vale ressaltar no esquema da figura 7.4 e em todas as simulações o valor de λ na equação (7.39) foi desprezado, uma vez que $|\lambda| < 1$.

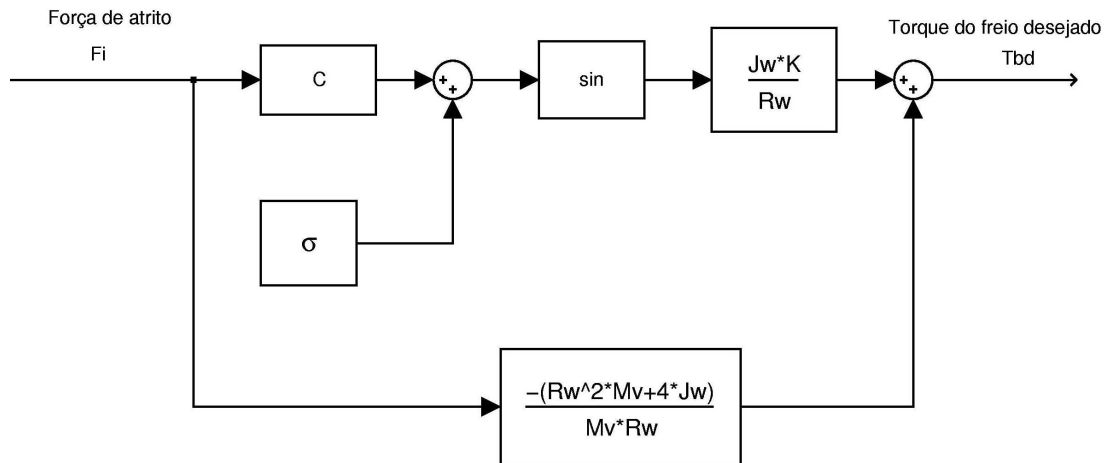


Figura 7.4: Diagrama em Blocos do Controlador (2ª Versão)

7.4 Simulink e Estratégia de Simulação

O Simulink é uma linguagem de programação visual, utilizada eminentemente na simulação de sistemas dinâmicos. O Simulink opera em conjunto com o Matlab, de modo a permitir a especificação de diferentes sistemas dinâmicos, determinar as condições e parâmetros da simulação, e efetivamente executá-la. Permite ainda a análise dos resultados da simulação.

Os parâmetros do veículo para efeito de simulação já foram apresentados na tabela (6.1).

A seguir são apresentadas as estratégias de simulação para os dois casos: a força de atrito e velocidade do veículo estão disponíveis e no segundo caso as mesmas não estão disponíveis, neste caso são empregados observadores para estimar esses valores.

7.4.1 Velocidade do Veículo e Força de Atrito Disponíveis

A estratégia consiste em cascatear o controlador pela busca extremal por modos deslizantes, o controlador do freio eletromecânico, a planta (dinâmica da roda e do veículo), um bloco que calcula o deslizamento da roda e outro bloco para calcular a força de atrito em função do deslizamento, conforme a equação (2.3). A figura 7.5 ilustra a estratégia de controle proposta. Um programa escrito em Matlab (Drakunov.m, veja Apêndice B.2) funciona como programa principal que chama o bloco de simulação (control-

Drakunov.mdl) ilustrado na figura 7.5, que inicializa os valores constantes na tabela (6.1) e plota os gráficos ilustrados nas figuras 7.7, 7.8 e 7.9.

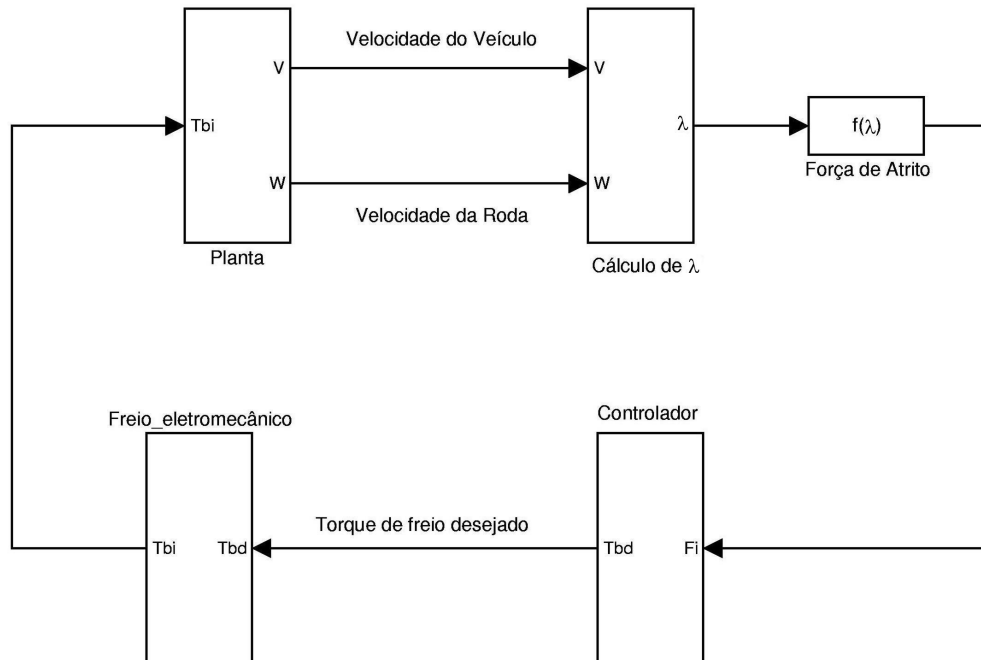


Figura 7.5: Estratégia de Controle pela busca extremal por modos deslizantes com Velocidade do Veículo e Força de Atrito disponíveis(ControlDrakunov.mdl)

7.4.2 Uso dos Observadores de Força e Velocidade do Veículo

A estratégia de simulação é similar a anterior, porém neste caso a velocidade e a força de atrito não estão disponíveis para serem medidas, o que é o caso real. Para resolver este problema utiliza-se o esquema para o observadores de força e velocidade do veículo mostrado na figura 3.18 (com camada limite). A figura 7.6 ilustra a estratégia utilizada com o uso dos observadores. Uma saturação é utilizada na saída do controlador de torque para eliminar valores negativos que representariam aceleração do veículo, o que não é possível, pois o controle antibloqueio somente utiliza o freio do veículo.

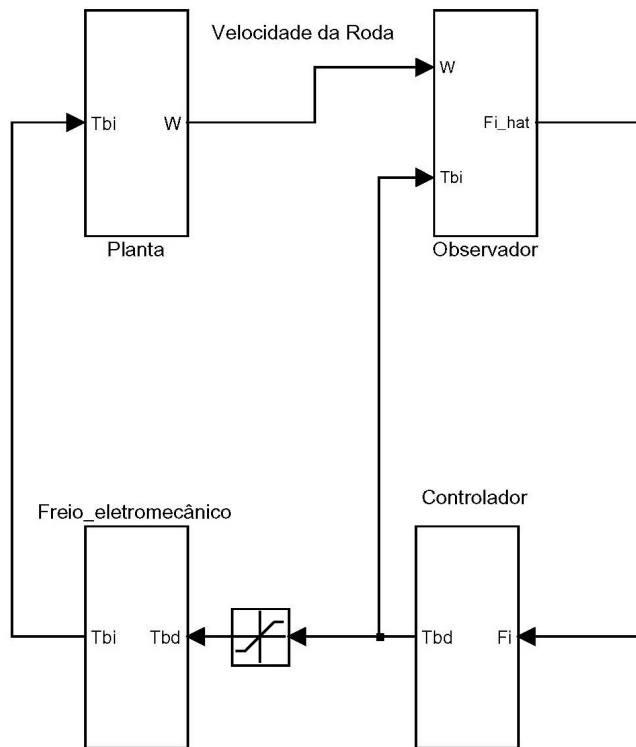


Figura 7.6: Estratégia de Controle pela busca extremal por modos deslizantes com Observadores de Força de Atrito e Velocidade do Veículo

7.5 Resultados da Simulação

7.5.1 Força de Atrito e Velocidade do veículo disponíveis

Para testar a convergência e a robustez do Controlador utilizou-se o seguinte roteiro: Os valores utilizados nos testes para os parâmetros K , C e $\dot{\sigma}$ foram 30, .02 e 120(Newton/s), respectivamente.

7.5.2 Teste de convergência pela direita

a) Para uma pista de asfalto seco, conforme (Kachroo & Tomizuka 1994), temos $\mu_p = 0.8, \lambda_p = 0.2$ e o veículo e roda apresentam velocidade linear de 100 Km/h , no momento em que o sistema antibloqueio é ativado. A figura 7.7 ilustra os gráficos das velocidades do veículo (v), da roda (w_i), do deslizamento (λ) e do torque nos freios (T_{bi}) todos em função do tempo, somente a força de atrito é plotada em função do deslizamento

(λ), na mesma pode-se observar que o valor inicial de ki está a direita do ponto que corresponde ao deslizamento ótimo (λ_*). O controlador gera o sinal de torque desejado de tal forma que, o algoritmo da busca Extremal por Modos Deslizantes (F_{*i}), ajusta o deslizamento para as vizinhanças do deslizamento ótimo (λ_*). Portanto, dentro das considerações feitas o controlador proposto convergiu pela direita do ponto ótimo (F_{*i}).

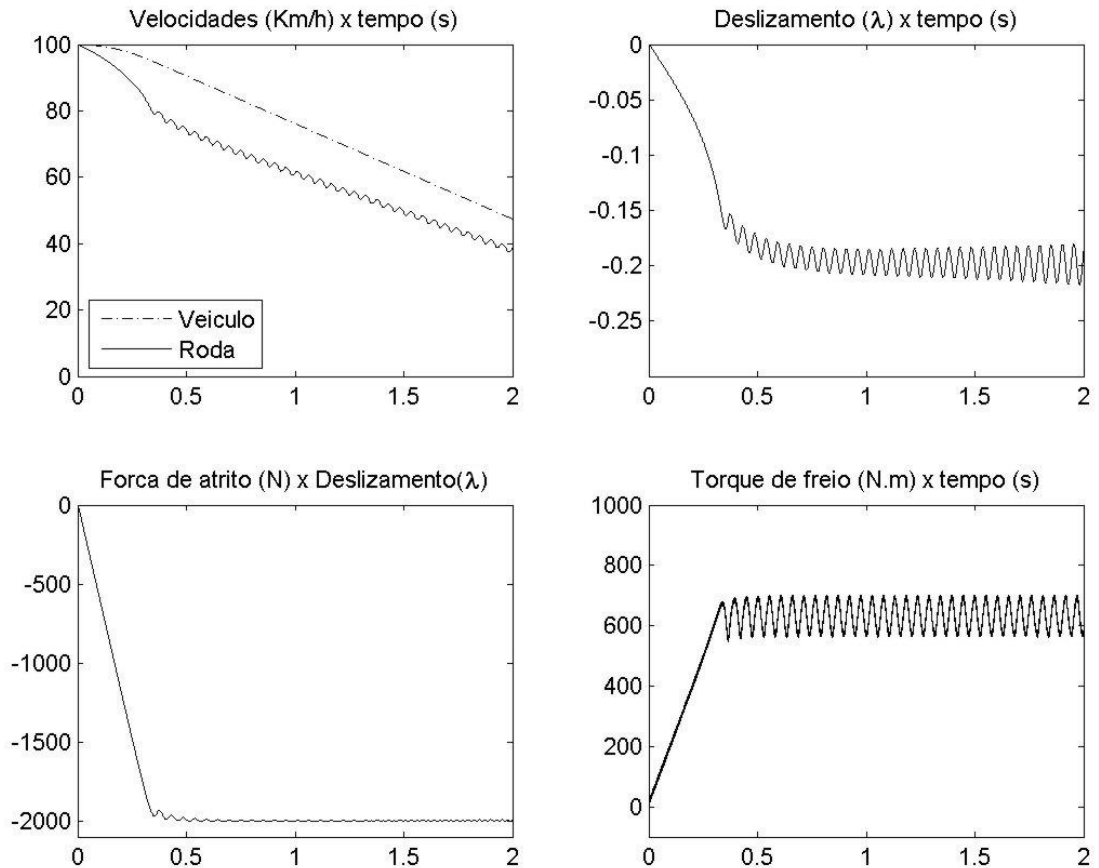


Figura 7.7: Resultado da Simulação com ponto inicial à direita do λ_*

7.5.3 Teste de convergência pela esquerda

b) Para as mesmas condições do item (a), porém o deslizamento inicial foi ajustado de modo que esteja à esquerda do ponto de deslizamento ótimo (λ_*). Por exemplo a velocidade linear do veículo de 100 Km/h e a velocidade linear da roda de 70 Km/h, no momento em que o sistema antibloqueio é ativado. A figura 7.8 ilustra os gráficos das

velocidades do veículo(v), da roda (w_i), do deslizamento (λ) e do torque nos freios (T_{bi}) todos em função do tempo, somente a força de atrito é plotada em função do deslizamento (λ), na mesma pode-se observar que o valor inicial de ki está a esquerda do ponto que corresponde ao deslizamento ótimo (λ_*). O controlador gera o sinal de torque desejado de tal forma que, o algoritmo da busca Extremal por Modos Deslizantes(F_{*i}), ajusta o deslizamento para as vizinhanças do deslizamento ótimo (λ_*). Portanto, dentro das considerações feitas o controlador proposto convergiu pela esquerda do ponto ótimo (F_{*i}).

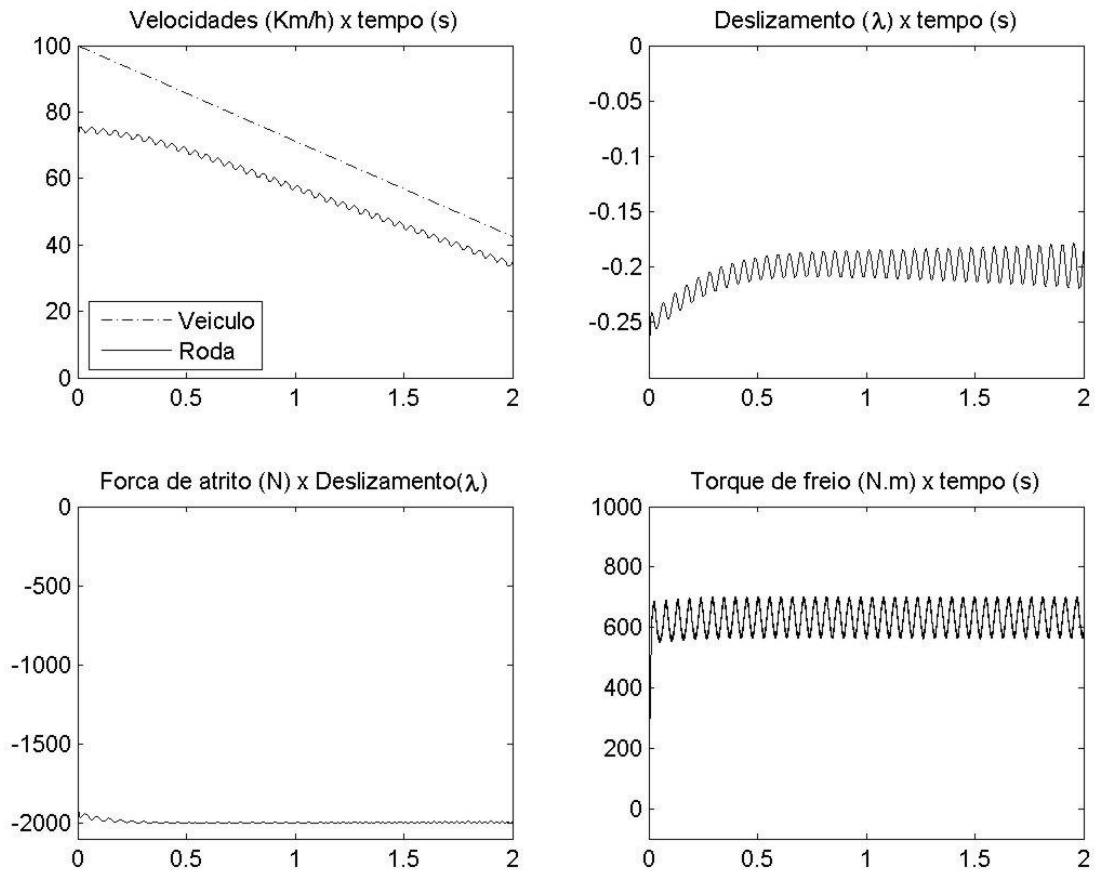


Figura 7.8: Resultado da Simulação com ponto inicial à esquerda do λ_*

7.5.4 Teste de Robustez

Para testar a robustez do controlador apresentado aplicou-se perturbações no mesmo, estas foram provocadas pelas variações das condições do pavimento para três situações: i) pista seca de concreto ($\lambda_p = -0.2, \mu_p = -0.8$), pista nominal (condições médias ($\lambda_p = -0.175, \mu_p = -0.5$)) e pista escorregadia ($\lambda_p = -0.15, \mu_p = -0.2$) (Kachroo & Tomizuka 1994). A figura 7.9 mostra o resultado dessa simulação. Na mesma pode-se observar que o sistema perde a controlabilidade em baixas velocidades, neste instante o ABS deve ser desligado e deve ser aplicado um torque de freio que faça o veículo parar sem bloqueio das rodas, em (Petersen 2001) a partir de 1 m/s (velocidade do veículo) o ABS deve ser desligado.

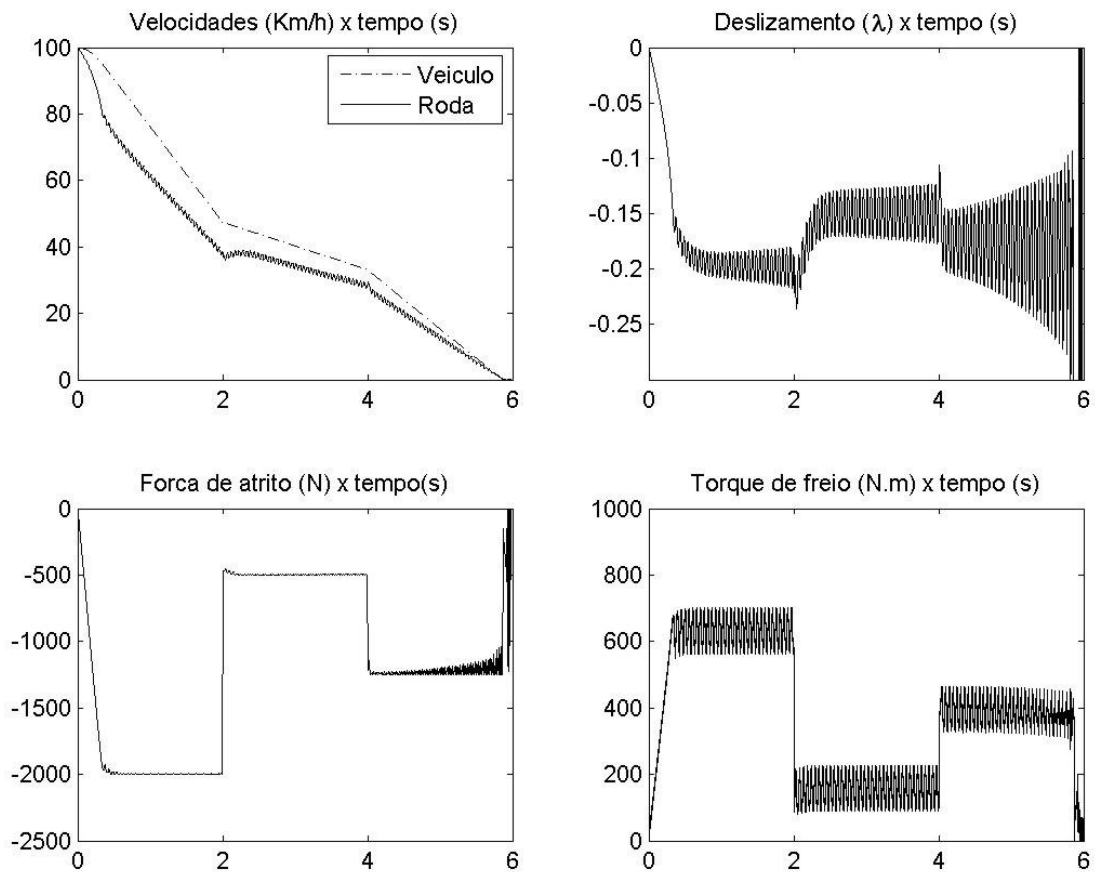


Figura 7.9: Resultado da simulação para superfícies diferentes de pista

Pode-se observar na figura 7.9 que apesar das perturbações o controlador respondeu

de forma satisfatória apresentando robustez mesmo diante de perturbações. Contudo, o controlador perde controlabilidade quando atinge as vizinhanças de λ_* , o que produz oscilação em torno de λ_* .

7.5.5 Com Observadores de Força de Atrito e Velocidade do Veículo

Para testar a estabilidade do controlador, utilizando o observador de força de atrito (nesta técnica de controle não é necessário estimar a velocidade do veículo), aplica-se os mesmos parâmetros que foram utilizados nos testes anteriores para o veículo, pista e controlador. As simulações foram realizadas em pista seca ($\mu_p = -0.8, \lambda_p = -0.2$) e pista escorregadia ($\mu_p = -0.2, \lambda_p = -0.15$), enquanto o veículo e roda apresentam velocidade linear de $100Km/h$, no momento em que o sistema antibloqueio é ativado. As figuras 7.10 e 7.11 ilustram os gráficos das velocidades do veículo (v) e roda (w_i), deslizamento da roda (λ), torque nos freios (T_{bi}) e força de atrito (F_i) todos em função do tempo, para as pistas seca e escorregadia, respectivamente.

A figuras 7.10 e 7.11 mostram que o controlador pela busca extremal por modos deslizantes apresenta estabilidade satisfatória, somente em baixa velocidade (do veículo) a estabilidade é perdida, neste instante o ABS deve ser desligado.

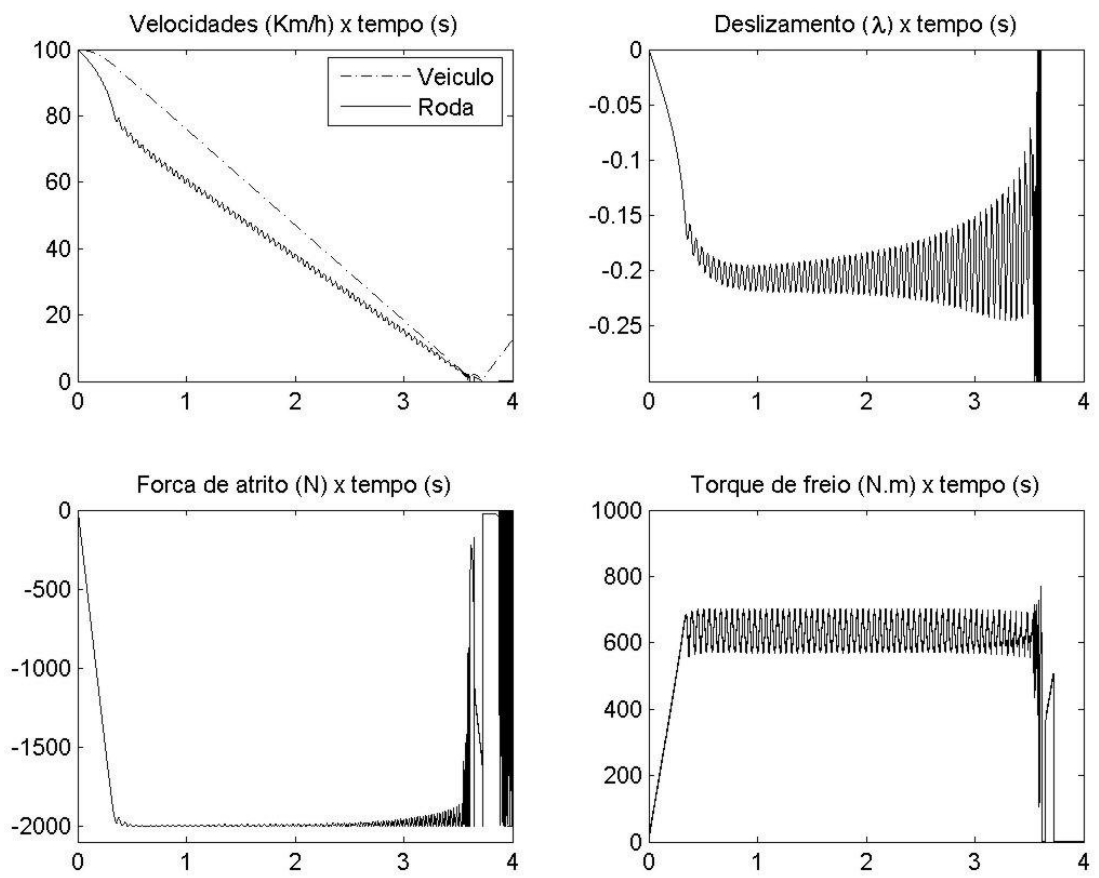


Figura 7.10: Resultado da simulação com Observador de Força para pista seca

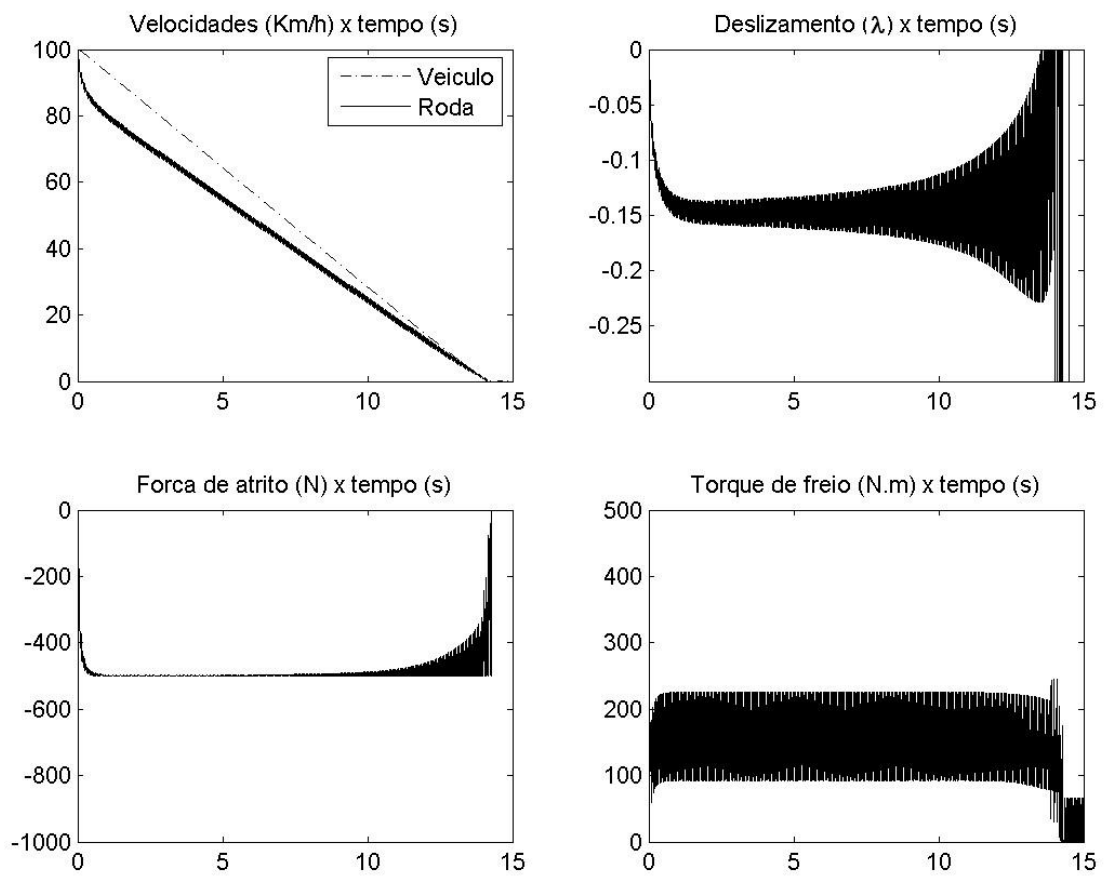


Figura 7.11: Resultado da simulação com Observador de Força para pista escorregadia

Capítulo 8

Sistema Antibloqueio (ABS) pela busca Extremal por Adaptação

8.1 introdução

O objetivo deste capítulo consistem em utilizar o modelo do sistema, que envolvem a dinâmica da roda e do veículo, e a partir das análises dessas equações obter um algoritmo de controle via modos deslizantes, que permita ajustar o deslizamento da roda para um deslizamento ótimo ou para uma vizinhança do mesmo (Krstic 2004), mesmo no caso de mudanças de valores em tempo real (variações nas condições da pista).

A força de atrito e a velocidade do veículo não estão disponíveis para serem medidas. A proposta é utilizar observadores de força e velocidade do veículo via modos deslizantes. No algoritmo dos observadores considera-se que a velocidade do veículo é a mesma velocidade linear da roda (deslizamento nulo), quando o ABS é ativado.

Ao final deste capítulo são realizadas simulações para testar a estabilidade do controlador são realizados com uso de observadores via modos deslizantes.

realizados com uso de observadores via modos deslizantes.

8.2 Dinâmica do Sistema

Com antes, as dinâmicas da roda e do veículo são

$$J_w \dot{w}_i = T_{ei} - T_{bi} - R_w F_i - Bw, \quad (8.1)$$

$$M_v \dot{v} = \sum_{i=1}^4 F_i - F_v, \quad (8.2)$$

tal que, $i = 1, \dots, 4$), \dot{w}_i é a aceleração da roda, quando o veículo é tracionado ou a desaceleração, quando o veículo é freiado, w_i é a velocidade angular da roda, T_{ei} é o Torque de tração do motor, T_{bi} é o torque de freio, R_w é o raio da roda, J_w é o momento de inercia da roda, F_i é a força de tração entre o pneu e a pista, quando o motor traciona o veículo ou força de atrito entre o pneu e a pista, quando o veículo é freiado, Bw é o torque de atrito viscoso, M_v é a massa do veículo, \dot{v} é a aceleração do veículo, quando o mesmo é tracionado, ou a desaceleração, quando é freiado e F_v é a força de arraste do vento.

A força de atrito em pneu e pista em cada roda (F_i) pode ser expressa em função da desacelerado veículo (\dot{v}):

$$F_i = \frac{M_v \dot{v}}{4} \quad (8.3)$$

O deslizamento da roda, quando o veículo é frenado é definido como:

$$\lambda = \frac{R_w w_i - v}{v} \quad (8.4)$$

A derivada do deslizamento da roda ($\dot{\lambda}$) é dada por:

$$\dot{\lambda} = \frac{1}{v} (R_w \dot{w}_i - (1 + \lambda) \dot{v}) \quad (8.5)$$

Substituindo as equações (8.1), (8.2) e (8.3) na equação (8.5), obtem-se:

$$\dot{\lambda} = - \left(\frac{R_w^2 M_v}{4 J_w v} + \frac{R_w w}{v^2} \right) \dot{v} - \frac{R_w B w}{J_w v} - \frac{R_w T_{bi}}{J_w v} \quad (8.6)$$

O coeficiente da força de atrito $\mu(\lambda)$ é mostrado na figura 2.3, na qual pode ser visto que existe um ponto de ótimo μ^* em λ^* . Para formular o problema no ambiente da Busca Extremal, introduz-se uma constante (que é desconhecida) λ_0 e define-se o erro do deslizamento da roda como: $\tilde{\lambda} = \lambda - \lambda_0$. Logo, $\dot{\tilde{\lambda}} = \dot{\lambda}$ e portanto, a derivada do erro do deslizamento da roda é dada por:

$$\dot{\lambda} = - \left(\frac{R_w^2 M_v}{4J_w v} + \frac{R_w w}{v^2} \right) \dot{v} - \frac{R_w B w}{J_w v} - \frac{R_w T_{bi}}{J_w v} \quad (8.7)$$

Desde que \dot{v} é mensurável via um acelerômetro (eles estão em uso em airbags) ou via observadores, é fácil ver que uma simples realimentação lineariza o controlador

$$T_{bi} = \frac{c J_w v}{R_w} (\lambda - \lambda_0) - B w - \frac{J_w w}{v} \dot{v} - \frac{M_v R_w}{4} \dot{v} \quad (8.8)$$

tal que, c é uma constante positiva, faz o ponto de equilíbrio λ_0 do sistema (8.7) exponencialmente estável, dado por $\dot{\tilde{\lambda}} = -c\tilde{\lambda}$. Note que no controle T_{bi} não é necessário o conhecimento de $\mu(\lambda)$.

O máximo da força de atrito corresponde ao máximo de $\mu(\lambda)$. Assim, define-se a saída do sistema (8.7) como $y = \mu(\lambda)$ e maximiza y . Se $\mu(\lambda)$ é conhecida, λ_0 pode ser escolhido para ser o ponto de ótimo λ^* , então λ convergirá, exponencialmente, para o valor ótimo e a força de atrito máxima será alcançada. No entanto, λ_0 poderia não ser exatamente no ponto de ótimo porque $\mu(\lambda)$ não é conhecido, como pode ser visto na figura 2.3, diferentes valores de ótimo para diferentes condições de pista. Na seção seguinte, emprega-se o esquema de Busca Extremal para procurar o valor de ótimo de λ em face as incertezas nas condições de pista.

8.3 ABS via Busca Extremal

Utilizando-se a nomenclatura apresentada acima, o modelo da roda sob realimentação, equação (8.8), pode ser escrito como uma cascata da dinâmica da entrada e a planta estática:

$$\frac{1}{c} = -\lambda + \lambda_0 \quad (8.9)$$

$$y = \mu(\lambda) \quad (8.10)$$

Aplica-se o esquema da figura 8.1, sendo

$$\lambda_0 = \hat{\lambda}_0 + a \sin \omega t \quad (8.11)$$

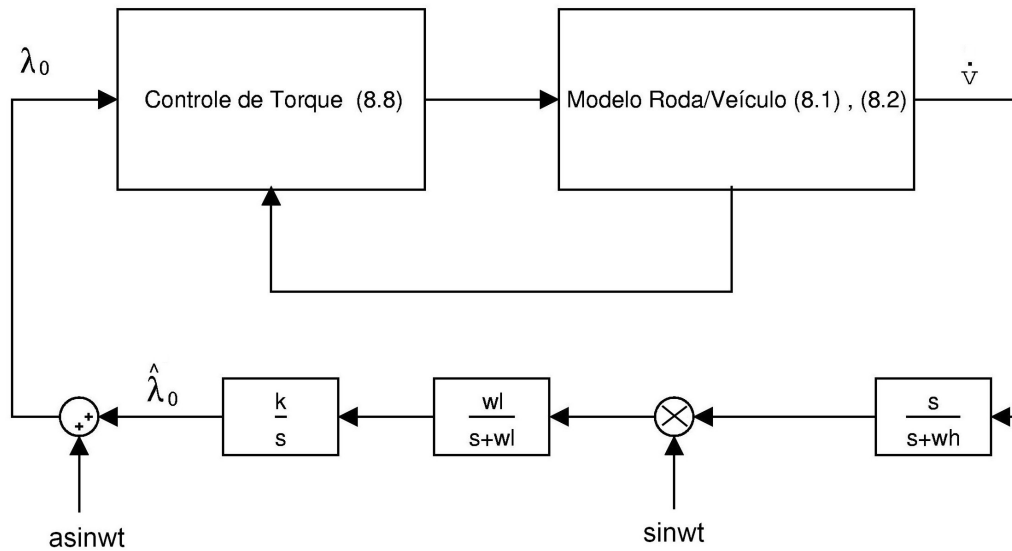


Figura 8.1: Esquema de Busca Extremal para a Dinâmica do Sistema (8.1) e (8.2)

8.4 Estratégia de Controle

A estratégia de simulação é similar as que foram utilizadas nos capítulos anteriores, considera-se somente o caso que a velocidade e a força de atrito não estão disponíveis para serem medidas, o que é o caso real. Para resolver este problema utiliza-se o esquema para o observadores de força e velocidade do veículo mostrado na figura 3.15. A figura 8.2 ilustra a estratégia utilizada com o uso dos observadores.

A estratégia apresentada na figura 8.2 mostra que o esquema de Busca Extremal, por utilizar filtros no seu esquema de funcionamento, permite que as oscilações produzidas no observador, devido ao controle via modos deslizantes (sliding mode), possam ser atenuadas ainda mais, porém uma compensação de ganho é necessária, por isso faz-se $k = 10/M_v$. A saída do controlador de torque gera o torque desejado nos freios, este sinal é aplicado diretamente no atuador. Uma saturação é utilizada na saída do controlador de torque para eliminar valores negativos que representariam aceleração do veículo, o que não é possível, pois o controle antibloqueio somente utiliza o freio do veículo.

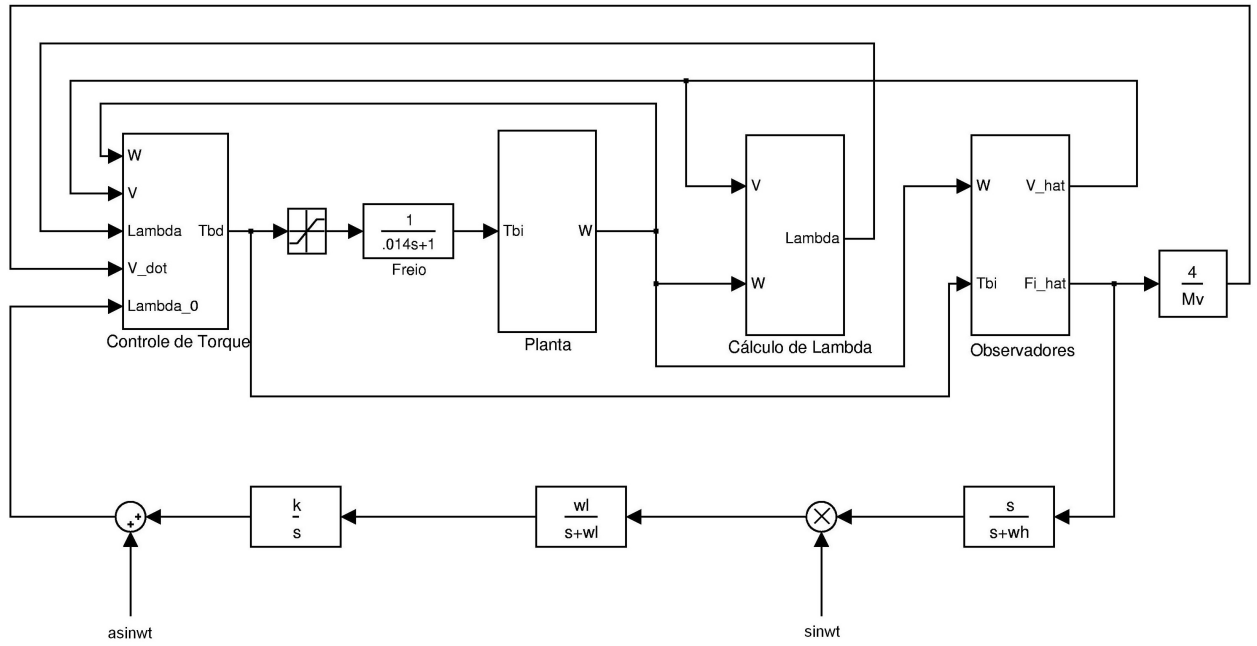


Figura 8.2: Estratégia de Controle pela busca Extremal por Adaptação

8.4.1 Resultados da Simulação

Para testar a estabilidade do controlador pela busca Extremal por Adaptação, utilizando observador de força de atrito com filtro ($T_{if} = .02$), aplica-se os mesmos parâmetros que foram utilizados nos testes de convergência dos controladores simulados anteriormente, ou seja: para uma pista de asfalto seco, conforme (Kachroo & Tomizuka 1994), tem-se $\mu_p = -0.8, \lambda_p = -0.2$, enquanto para uma pista escorregadia, tem-se $\mu_p = -0.2, \lambda_p = -0.15$. Bem como, os parâmetros utilizados no esquema de Busca Extremal: $k = \frac{10}{M_v}$, $w_l=10$, $w_h=40$, $w=50$. Nas simulações a velocidade linear do veículo e da roda é $100km/h$, quando o ABS é ativado. As figuras 8.3 e 8.4 ilustram os gráficos das velocidades do veículo (v) e roda (w_i), deslizamento (λ), torque nos freios (T_{bi}) e Força de atrito (F_i) todos em função do tempo, para pista seca e escorregadia, respectivamente.

A figuras 8.3 e 8.4 mostram que o controlador pela busca Extremal por Adaptação apresenta estabilidade satisfatória, somente em baixa velocidade (do veículo) a estabilidade é perdida, neste instante o ABS deve ser desligado.

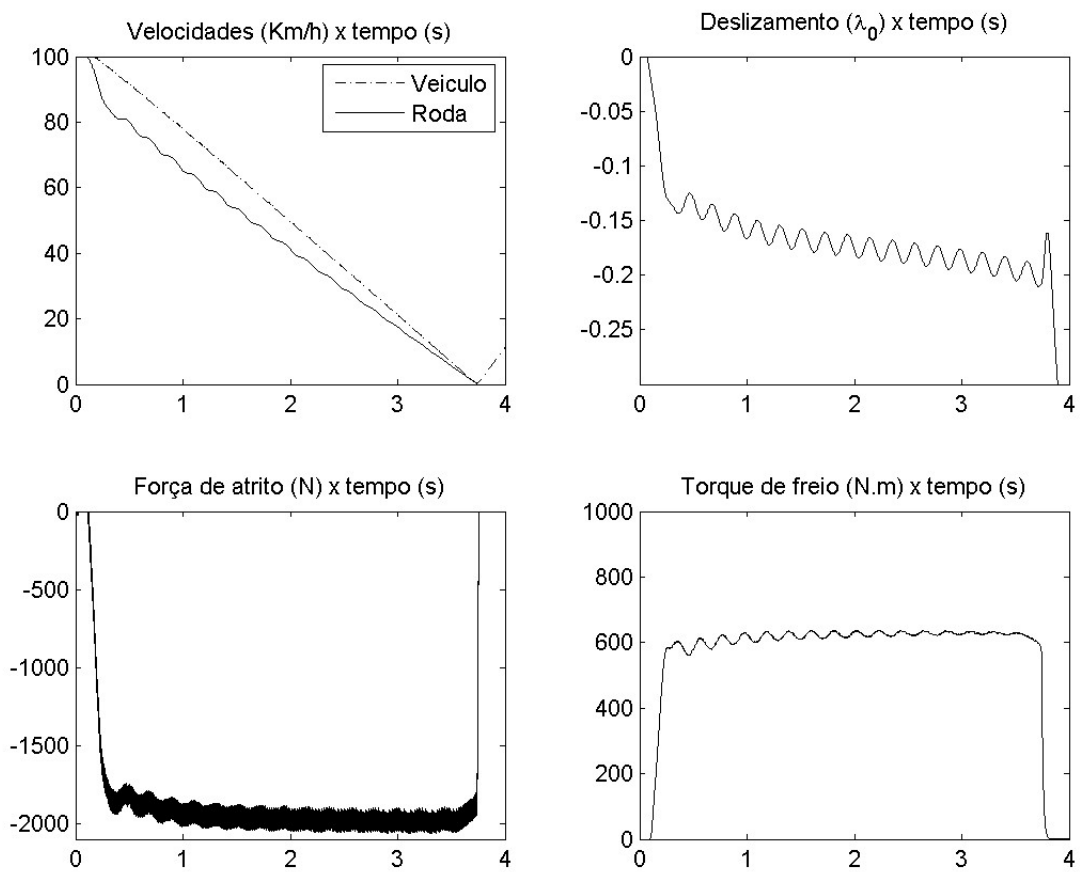


Figura 8.3: Resultado da simulação com Observador de Força para pista seca

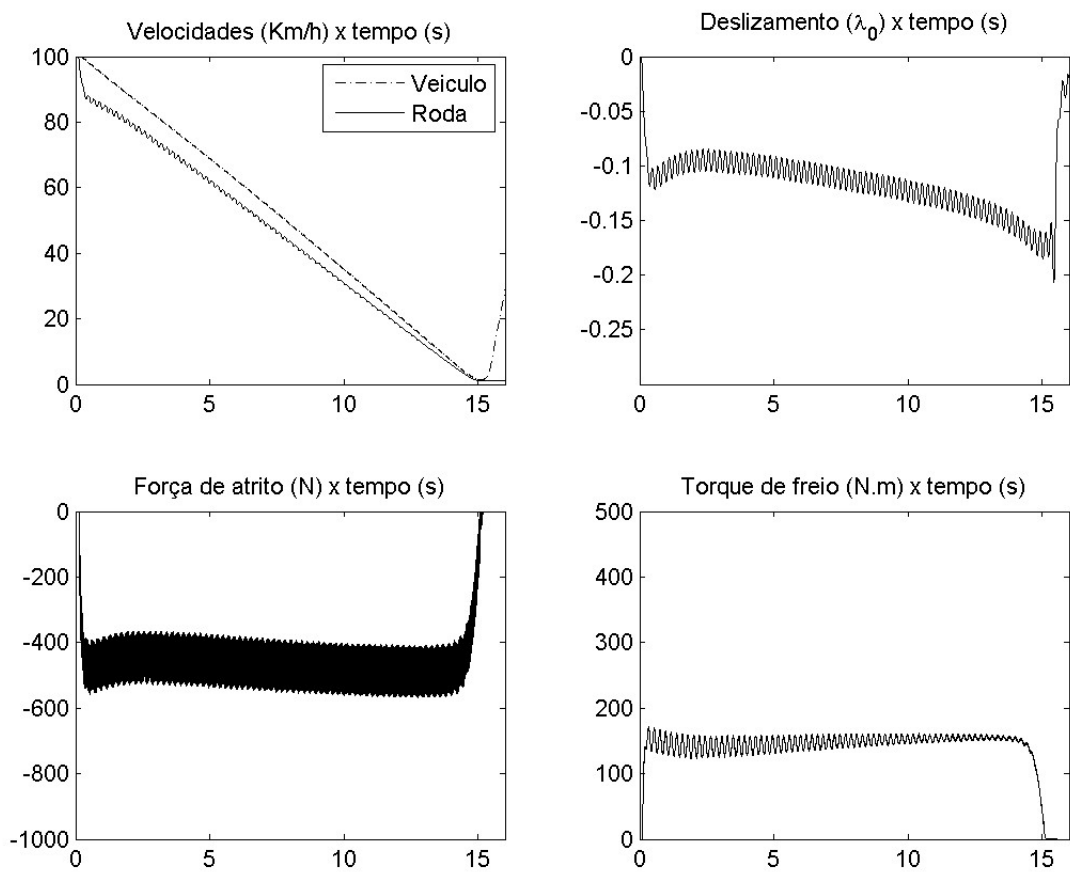


Figura 8.4: Resultado da simulação com Observador de Força para pista escorregadia

Capítulo 9

Comparação dos Resultados

Este capítulo tem por objetivo comparar os desempenhos dos métodos apresentados para resolver o problema do ABS: (λ desejado, busca extremal por modos deslizantes e busca extremal por adaptação. A comparação de desempenho consiste no confronto da distância percorrida pelo veículo, utilizando cada um dos controladores com observadores embutidos.

Considera-se que o veículo desenvolve a velocidade de 100Km/h , sendo essa a velocidade linear da roda, quando o ABS é ativado. Os dados do veículo, do pavimento e os parâmetros dos controladores são os mesmos que foram utilizados em todas as simulações apresentadas nos capítulos anteriores.

As figuras 9.1 e 9.2 mostram os resultados das simulações para pista seca ($\lambda_p = -0.2, \mu_p = -0.8$) e escorregadia ($\lambda_p = -0.15, \mu_p = -0.2$), respectivamente. Nas mesmas são apresentadas as velocidades do veículo e as distâncias percorridas pelo mesmo, para os métodos pelo deslizamento desejado, busca extremal por modos deslizantes e busca extremal por adaptação. O deslizamento desejado (λ_{des}) foi ajustado para $\lambda_{des} = -0.12$.

Pode-se constatar que na figura 9.1 (pista seca) o controle pela busca extremal por modos deslizantes pára o veículo em torno de 3.6 segundos e os demais em 4 segundos, sendo a velocidade inicial do veículo de 100 km/h quando o freio é acionado. Na mesma figura pode-se constatar que nos controladores, pela busca extremal por modos deslizantes e busca extremal por adaptação, a deslaração inicialmente foi mais lenta e após 1 segundo foi mais rápida, enquanto pelo lambda desejado a mesma foi constante.

Por isso, na figura 9.2 a distância de parada para o deslizamento desejado e busca extremal por modos deslizantes foram similares.

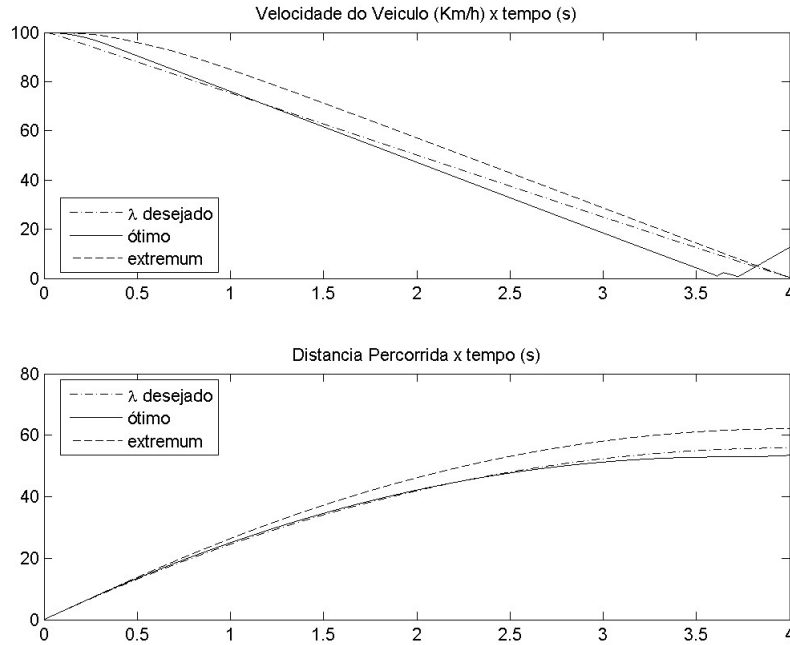


Figura 9.1: Resultado da simulação para pista seca

As figuras 9.3 e 9.4 mostram os resultados das simulações para pista seca ($\lambda_p = -0.13, \mu_p = -0.9$) e escorregadia (neve) ($\lambda_p = -0.07, \mu_p = -0.3$), respectivamente. Estes dados foram extraídos de resultados experimentais realizados na tese de Petersen (2003). Os dados do veículo e os parâmetros dos controladores são os mesmos que foram utilizados em todas as simulações apresentadas anteriormente. Nas figuras 9.3 e 9.4 são apresentadas as velocidades do veículo e as distâncias percorridas pelo mesmo, para os métodos pelo deslizamento desejado, busca extremal por modos deslizantes e busca extremal. O deslizamento desejado (λ_{des}) foi ajustado para $\lambda_{des} = -0.05$ (gelo).

Pode-se constatar na figura 9.3 (pista seca) que o controle pela busca extremal por modos deslizantes pára o veículo em torno de 3.4 segundos, o controle pela busca extremal por Adaptação gasta quase o mesmo tempo, 3.5 segundo, enquanto o controle pelo deslizamento desejado gasta mais de 4 segundos. Em relação à distância de parada o controle pela busca extremal por modos deslizantes mostrou a melhor performance. Na figura 9.4 (escorregadia) o desempenho dos três controladores foram equivalentes.

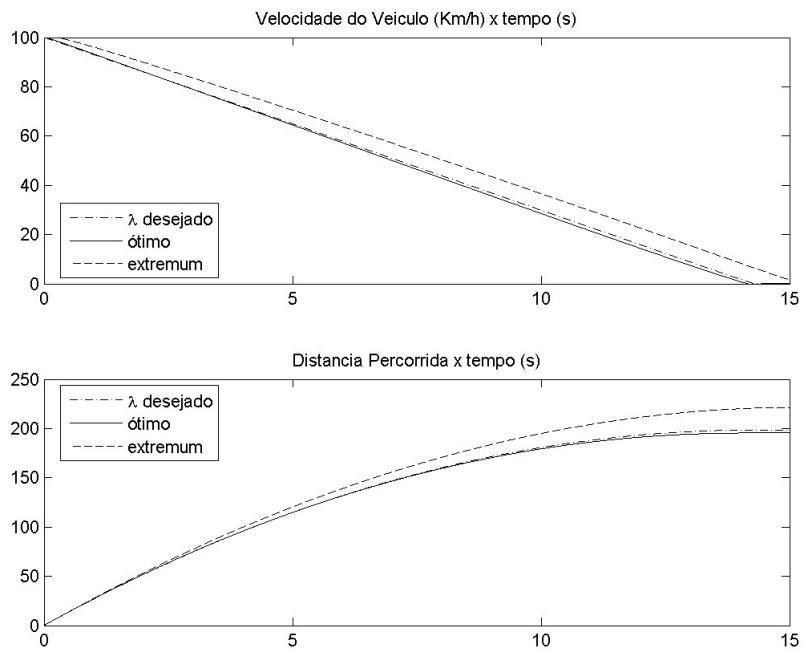


Figura 9.2: Resultado da simulação para pista escorregadia

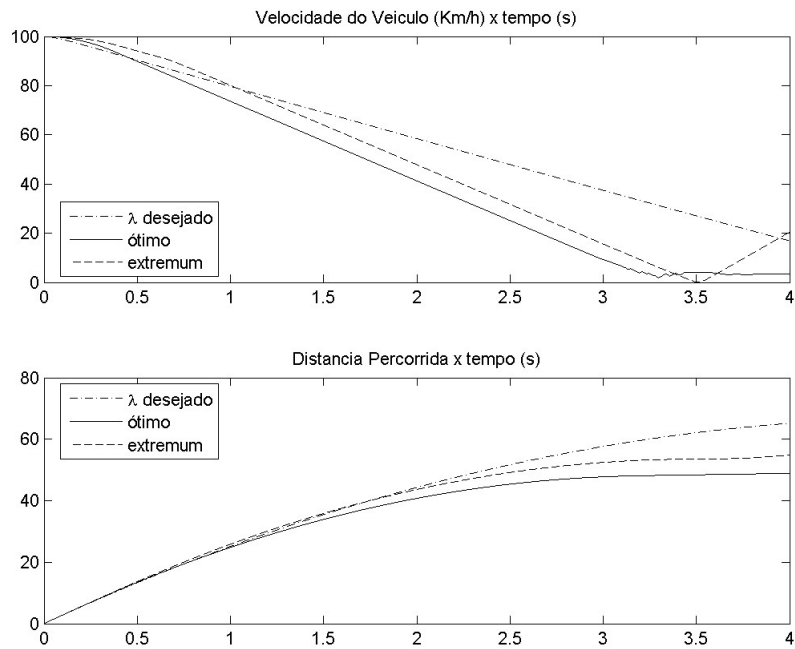


Figura 9.3: Resultado da simulação para pista seca

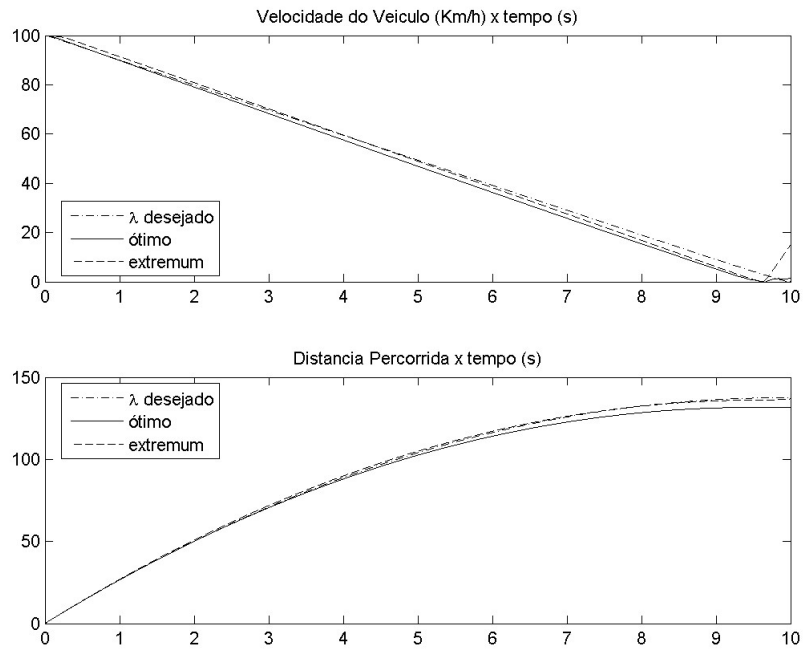


Figura 9.4: Resultado da simulação para pista escorregadia

Comparando-se as distâncias de parada nas figuras 9.1 e 9.3 (pista seca) pode-se constatar que a busca extremal apresentou melhor desempenho que pelo deslizamento desejado, mesmo modificando as características da curva ($\mu \times \lambda$), ou seja essas modificações estão relacionadas com um pneu mais “mole” (a diferença de λ de um pavimento mais seco e um mais escorregadio é maior) ou pneu “duro” (a diferença de λ de um pavimento mais seco e um mais escorregadio é menor). Portanto, em pista seca o algoritmo de busca extremal, tanto por modos deslizantes quanto pelo esquema adaptativo, mostrou melhor adaptação mesmo diante de mudanças nas características do pneu.

Capítulo 10

Conclusões

Neste trabalho os controladores propostos apresentaram robustez e estabilidade mesmo diante de perturbações como as variações no coeficiente de atrito da pista. Na comparação de desempenho, os controladores pela busca extremal por modos deslizantes e pela busca exponencial de adaptação apresentaram desempenhos similares. Por outro lado o controle pelo deslizamento desejado não apresentou um bom desempenho, em ambas as pistas, comparado com os demais.

As estratégias de controle, para os controladores que apresentaram melhor desempenho, têm diferenças nas suas implementações:

- Controlador pelo Deslizamento Desejado: Implementação é mais simples, porém é necessário estimar a velocidade do veículo; suporta dinâmicas não modeladas, contudo não se adapta às variações nas características da curva $\mu x \lambda$ apresentando desempenho mais pobre.
- Controlador pela busca extremal por modos deslizantes: Implementação requer apenas as medições da velocidade da roda e do torque de freio; não suporta dinâmicas não modeladas e por esse motivo requer o fechamento de uma malha interna do freio por modos deslizantes; requer um estimador da força de atrito por modos deslizantes; não foi possível utilizar um filtro de média para obter a estimativa contínua; o sistema funcionou com a introdução de zona linear; o controlador se adapta a fortes variações nas características da curva ($\mu x \lambda$) apresentando melhor desempenho.

- Controlador pela busca extremal por adaptação Paramétrica: Implementação similar à do controlador pelo Deslizamento Desejado; suporta melhor dinâmicas não modeladas; adapta-se a diferentes características da curva $\mu x \lambda$, apresentando desempenho similar ao do controlador pela busca extremal por modos deslizantes. Porém, no teste de robustez a variações dinâmicas das condições da pista, o controlador não se adaptou.
- O controlador pela busca extremal por modos deslizantes apresentou o melhor desempenho dentre os três. Além disso, seu algoritmo necessita apenas estimar a força de atrito, sendo as demais variáveis de medição fácil. Entretanto, existe problema de robustez a dinâmicas não-modeladas.

10.1 Trabalhos Futuros

- Analisar o efeito de erros de medição na velocidade da roda e de torque do freio com relação à convergência, robustez e desempenho.
- Realizar experimentos práticos com os algoritmos considerados.
- Modificar o algoritmo do controlador pela busca da força ótima para que suporte grau relativo maior que 1.
- Analisar a robustez dos algoritmos por busca extremal por modos deslizantes e propor maneiras de melhorar a robustez conforme o item anterior.
- Analisar e propor métodos de busca extremal por adaptação paramétrica capazes de suportar condições de pista rapidamente variáveis.

Apêndice A

Cálculo dos Parâmetros do Controlador pela busca Extremal por Modos Deslizantes

O objetivo é equacionar os parâmetros K, C e $\dot{\sigma}$ para melhorar a robustez e o desempenho do controlador pela busca da força ótima.

a) Cálculo de K

A partir da equação (7.39) pode-se determinar o valor máximo para K , pois T_{bi}^{des} tem que ser sempre positivo, mesmo no pavimento mais escorregadio. Denominando de y_{imin} a força de atrito entre o pneu e a pista para o pavimento de menor coeficiente de atrito, têm-se que:

$$K < \left(\frac{R_w^2}{J_w} + \frac{4}{M_v} \right) y_{imin} \quad (\text{A.1})$$

b) Cálculo de t_c

A equação (7.32) indica que a taxa de deslizamento (\dot{k}_i) é dada por:

$$\dot{k}_i = -\frac{1}{v} K \sin(z_i) \quad (\text{A.2})$$

O controle garante que z_i é ajustado para as proximidades de uma das superfícies πk , porém $\sin(z_i)$ nesta superfície tem que ser diferente de zero para que o controle atue. A função seno cresce significativamente para ângulos maiores que 10° , então enquanto z_i estiver nas proximidades de uma das superfícies, $z_i < \frac{\pi}{18}$. A partir da

integral definida da equação (A.2) de 0 a t_c , pode-se calcular o quanto o deslizamento da roda (k_i) variou neste intervalo:

$$|\nabla k_i| < \frac{1}{v} K \frac{\pi}{18} t_c \quad (\text{A.3})$$

na qual, $\nabla k_i = k_i - k_o$, e $k_o = k_i(0)$

logo,

$$K > \frac{18v|\nabla k_i|}{\pi t_c} \quad (\text{A.4})$$

A equação (A.7) estabelece que t_c é mínimo quando K é máximo, então tomando-se o valor máximo para K dado pela equação (A.1), tem-se:

$$t_c = \frac{18v|\nabla k_i|}{\pi \left(\frac{R_w^2}{J_w} + \frac{4}{M_v} \right) y_{imin}} \quad (\text{A.5})$$

c) Cálculo de C .

A frequência de corte (w_c) da planta da roda é dado por:

$$w_c = \frac{1}{v} \frac{\partial F_i}{\partial k_i} \left(\frac{R_w^2}{J_w} + \frac{4}{M_v} \right) \quad (\text{A.6})$$

Quando a equação (7.38) é violada a saída do controlador (T_{bi}^{des}) passa a oscilar com frequência $\dot{\sigma}$. A planta da roda funciona como um filtro passa-baixa, que filtra as oscilações provenientes da saída controlador. Então para que essas oscilações de frequência $\dot{\sigma}$ sejam filtradas pela planta da roda, faz-se $\dot{\sigma} > w_c$, ou seja:

$$\dot{\sigma} > \frac{1}{v} \frac{\partial F_i}{\partial k_i} \left(\frac{R_w^2}{J_w} + \frac{4}{M_v} \right) \quad (\text{A.7})$$

Por outro lado a condição (7.38) estabelece o limite inferior para $\dot{\sigma}$:

$$\dot{\sigma} = \frac{1}{v} CK \frac{\partial F_i}{\partial k_i} - CA_i \quad (\text{A.8})$$

O termo A_i é nulo, pois para efeito de simulação y_i não varia diretamente com tempo, mas depende de k_i que varia com o tempo, logo:

$$\dot{\sigma} = \frac{1}{v} CK \frac{\partial F_i}{\partial k_i} \quad (\text{A.9})$$

Os limites inferior e superior para $\dot{\sigma}$ podem ser organizados em uma única desigualdade:

$$\frac{1}{v} \left(\frac{R_w^2}{J_w} + \frac{4}{M_v} \right) \frac{\partial F_i}{\partial k_i} < \dot{\sigma} < \frac{1}{v} CK \frac{\partial F_i}{\partial k_i} \quad (\text{A.10})$$

Para que as condições estabelecidas pelas equações (7.38) e (A.7) seja atendidas de maneira satisfatória, utiliza-se para o limite inferior um valor máximo para $\frac{\partial F_i}{\partial k_i}$, enquanto para o limite superior utiliza-se um valor mínimo para $\frac{\partial F_i}{\partial k_i}$, este valor está relacionado com a inclinação da curva (F_i x k_i) quando a condição (7.38) é violada. Portanto, a faixa para $\dot{\sigma}$ é estreitada e existirá um C tal que o limite superior será igual ao limite inferior e igual a um $\dot{\sigma}$. Então:

$$C = \frac{1}{K} \left(\frac{R_w^2}{J_w} + \frac{4}{M_v} \right) B \quad (\text{A.11})$$

na qual,

$$B = \left(\frac{\partial F_i}{\partial k_i} \right)^{max} / \left(\frac{\partial F_i}{\partial k_i} \right)_{min}$$

Pode-se eliminar o valor de K para equação (A.11), para isso utiliza-se a equação (A.1) quando K é máximo. Logo:

$$C = \frac{B}{y_{imin}} \quad (\text{A.12})$$

a) Cálculo de $\dot{\sigma}$:

A equação (7.29) estabelece que y_i tende a um mínimo com taxa $\dot{\sigma}$, ou seja:

$$\dot{y}_i = \frac{\dot{\sigma}}{C} \quad (\text{A.13})$$

A integral definida de 0 a t_c é:

$$y_i = y_o - \frac{\dot{\sigma}}{C} t_c \quad (\text{A.14})$$

na qual, $y_o = y_i(0)$, ou seja, é o valor inicial de y_i para $t_c = 0$.

O maior intervalo de tempo t_c corresponde ao maior valor em módulo da força de atrito entre o pneu e a pista e ao menor valor inicial para y_i , ou seja, para $y_o = 0$. Então:

$$t_c < \frac{C}{\dot{\sigma}} |y_{imax}| \quad (\text{A.15})$$

A equação (A.5) estabelece o menor valor para t_c , haja vista que o mesmo foi calculado para o maior valor de K , enquanto na equação (A.15) o mesmo corresponde ao maior valor de t_c , uma vez que é calculado para a maior força de atrito entre pneu e pista. Então, pode-se utilizar o t_c calculado na equação (A.5) na equação (A.15) como valor máximo para o tempo de convergência e calcular o valor de $\dot{\sigma}$:

$$\dot{\sigma} = \frac{C y_{imax}}{t_c} \quad (\text{A.16})$$

A.1 Exemplo de cálculo para os parâmetros K , $\dot{\sigma}$ e C

Neste exemplo calcula-se os parâmetros que são utilizados no controlador pela busca da força ótima, ou seja, K , C e $\dot{\sigma}$. Utiliza-se os valores constantes na tabela (6.1), y_{imin} corresponde a menor força de atrito entre pneu e pista ($\mu = .2$, pista escorregadia) e y_{imax} corresponde a maior força de atrito entre pneu e pista ($\mu = .8$, pista de concreto seco) e a velocidade linear do veículo de 100 Km/h (quando o freio é acionado).

a) Cálculo de K

o valor de K é determinado pela equação (A.1), utilizando os valores citados:

$$K = 75. \text{ (valor máximo)}$$

b) Cálculo de t_c :

Dados:

$$|\nabla k_i| = 0.2 \text{ (maior variação, que corresponde ao piso de concreto seco)}$$

$$v = 100 \text{ Km/h ou } v = 28 \text{ m/s}$$

$$y_{imin} = 500 \text{ N (força de atrito para o pista escorregadia)}$$

Substituindo estes valores e os constantes na tabela (6.1) na equação (A.5) obtém-se:

$$t_c = 0.42 \text{ s}$$

c) Cálculo de C :

Considera-se que o parâmetro B na equação (A.12) é de pelo menos 10 vezes para um pavimento escorregadio, ou seja, a razão entre a inclinação da curva (F_i x k_i) de maior magnitude e de menor magnitude. Logo, utilizando a equação A.12) calcula-se o valor de C :

$$C = 0.02$$

d) Cálculo de $\dot{\sigma}$

A y_{imax} corresponde à maior magnitude da força de atrito para o pavimento de concreto seco, sendo seu valor de 2000 N. Utilizando-se a equação (A.16):

$$\dot{\sigma} = 95 \text{ N/s.}$$

Apêndice B

Programas Fontes

B.1 Controle pelo Deslizamento desejado

Programa em Matlab para chamar o bloco de simulação (controlLambdad)

```
%Programa sliding mode control com reducao do chattering
  %Programa sliding mode " Lambdad.m"
clf;
%-----Permute o comentario de Mv-----
%A estabilidade do controle e' muito sensivel a massa do veiculo
Mv=1000; % Massa do Veiculo (unit: kg)
%Mv=1100; % Massa do Veiculo (unit: kg)

Rw=0.31; % Raio da Roda (unit: m)
Jw=0.65; % Inercia da Roda (unit: Kg m^2)
%-----
%Valores de pico da funcao: 2*Mup*Lambdap*Lambda/(Lambdap^2+Lambda)
% A mesma representa a curva coeficiente de atrito X deslizamento
Lambdap=-0.15; % corresponde ao valor de ki_estrela
%valor de pico do coeficiente de deslizamento
Mup=-0.2;
%valor de pico do coeficiente de aderencia
```

```

%-----permuta o comentario para cada X0-----
% Vetor de inicializacao: x0=[x1,x2], x1=velocidade veiculo
e x2=Velocidade da roda
% x1=110 e x2=100, estas velocidades colocam o ki inicial
a direita do ponto otimo (ki_estrela)
x0=[0,101,100];
% x1=130 e x2=100, estas velocidades colocam o ki inicial a
esquerda do ponto otimo (ki_estrela)
%x0=[130,100];
%-----
LambdaD=-.12; %Deslizamento desejado

% Simulacao da velocidades do veiculo (V) e da roda (Wi)
Tfinal=1;
[t,x,y]=sim('controlLambdad',[0,Tfinal]);%chama o simulink
para simular os blocos
subplot(2,2,1); plot(t,y(:,2),'k',t,y(:,3),'k-.');
legend('Veiculo','Roda',0); grid on;

%-----
% Grafico do Deslizamento da Roda (Lambda)
subplot(2,2,2); plot(t,y(:,4),'k');
%legend('ki',0);
grid on;
%-----
%Grafico da Forca de atrito (F) X Deslizamento (Lambda)
subplot(2,2,3); plot(y(:,4),y(:,5),'k');
%legend('Fixki',0);
grid on;
%-----
%Grafico do Torque do freio (Tb)
subplot(2,2,4); plot(t,y(:,1),'k');

```

```
%legend('Tbi',0);  
grid on;
```

B.2 Controle pela busca da Força de atrito ótima

Programa em Matlab para chamar o bloco de simulação (controlDrakunov)

```
%Programa sliding mode " Drakunov.m"  
clf;  
%-----Permute o comentario de Mv-----  
%A estabilidade do controle e' muito sensivel a massa do veiculo  
Mv=1000; % Massa do Veiculo (unit: kg)  
%Mv=1100; % Massa do Veiculo (unit: kg)  
  
Rw=0.31; % Raio da Roda (unit: m)  
Jw=0.65; % Inercia da Roda (unit: Kg m^2)  
%-----  
%Valores de pico da funcao: 2*Mup*Lambdap*Lambda/(Lambdap^2+Lambda)  
% A mesma representa a curva coeficiente de atrito X deslizamento  
Lambdap=-0.15; % corresponde ao valor de ki_estrela  
%valor de pico do coeficiente de deslizamento  
Mup=-0.2;  
%valor de pico do coeficiente de aderencia  
  
%-----permute o comentario para cada x0-----  
% Vetor de inicializacao: x0=[x1,x2], x1=velocidade veiculo e  
x2=Velocidade da roda  
%x1=111e x2=100, estas velocidades colocam o ki inicial a  
direita do ponto otimo (ki_estrela)
```



```

x0=[101,100];
% x1=120 e x2=100, estas velocidades colocam o ki inicial a
esquerda do ponto otimo (ki_estrela)
% x0=[120,100];
%-----
% Simulacao da velocidades do veiculo (x1) e da roda (x2)

% Simulacao da velocidades do veiculo (V) e da roda (Wi)
Tfinal=1;
[t,x,y]=sim('controlDrakunov',[0,Tfinal]);%Chama o Simulink
para simular os blocos

subplot(2,2,1); plot(t,y(:,2),'k',t,y(:,3),'k-.');
legend('Veiculo','Roda',0); grid on;

%-----
% Grafico do Deslizamento da Roda (ki)
subplot(2,2,2); plot(t,y(:,4),'k'); legend('ki',0); grid on;
%-----
%Grafico da Forca de atrito X Deslizamento
subplot(2,2,3); plot(y(:,4),y(:,5),'k'); legend('Fixki',0); grid
on;
%-----
%Grafico do Torque do freio (Tb)
subplot(2,2,4); plot(t,y(:,1),'k'); legend('Tbi',0); grid on;

```

Bibliografia

K. R. Buckholtz. “Reference Input Wheel Slip Tracking Using Sliding Mode Control”. *SAE 2002 World Congress Detroit*, Vol. 111, No. Part6, p. 477, 2002.

S. Drakunov. “Sliding Mode Control of the Systems with Uncertain Direction of Control Vector”. In: *Proc. 32nd IEEE Conf. Decision and Contr.*, pp. 2477–2478, San Antonio, TX. Dec. 15-17 1993.

S. Drakunov, U. Özgüner, P. Dix, and B. Ashrafi. “ABS Control Using Optimum Search via Sliding Modes”. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol. 3, No. 1, pp. 79–85, March, 1995.

T. Fossen and B. Foss. “Sliding Control of MIMO Nonlinear Systems”. *Modeling Identification and Control*, Vol. 12, No. 3, pp. 129–138, 1991.

J. Harnel. “Measurement of the Brake Force Characteristics as Related to Whell Slip Control System Design”. *SAE Trans*, Vol. 78, No. 690214, pp. 909–925, 1969.

B. Hedenetz and R. Belschner. “Brake-by-wire without Mechanical Backup Using a TTP Communication Network”. In: *SAE International Congress and Exhibition, Detroit. SAE Paper 981109*, 1998.

R. Isermann, R. Schwarz, and S. Stölzl. “Fault-tolerant Drive-by-wire Systems”. *IEEE Control Systems Magazine*, Vol. 22, No. 5, pp. 64–81, 2002.

P. Kachroo and Tomizuka. “Vehicle Traction Control and its Applications”. Tech. Rep., UIPRR-94-08 Inst. Transportation, Univ. California, Berkeley, 1994.

- P. Kachroo and C. Ünsal. “Sliding Mode Measurement Feedback Control for Antilock Braking Systems”. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol. 7, No. 2, pp. 271–281, 1999.
- R. Kalman. “A New Approach to Filtering and Prediction Problems”. *ASME J. Basic Eng.*, Vol. 82, No. Serie D, pp. 35–45, 1960.
- G. Knibb and Partners. “Light Vehicle Brake the Brake-by-Wire Revolution”. Tech. Rep., J.D.Power-LMC, Automotive Forecasting Services, 14-16 George Street, Oxford-United Kingdom, 2001.
- M. Krstic and K. B. Ariyur. *Real-Time Optimization by Extremum-Seeking Control*. John Wiley Sons, Inc., Minneapolis, Minnesota, USA; La Jolla, California, USA, 2004.
- J. Lüdemann. *Heterogeneous and Hybrid Control with Application in Automotive Systems*. PhD thesis, Glasgow University, 2002.
- Q. Ming. *Sliding Mode Controller Design for ABS System*. PhD thesis, Faculty of the Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, Virginia, 1997.
- F. Papoulias and A. Healey. “Path Control of Surface Ships Using Sliding Modes”. *Journal of Ship Research*, Vol. 36, No. 2, pp. 141–153, 1992.
- I. Petersen. *Wheel Slip Control in ABS brakes Using Gain Scheduled Optimal Control with Constraints*. PhD thesis, Department of Engineering Cybernetics Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, Norway, 2003.
- D. Reverdin and J. Borione. “The Electric Retarder Today and Its Future”. In: R. A. in Commercial Vehicles Conference, Ed., *Mechanical engineering Publications Limited for The Institution of Mechanical engineers*, London, 1974.
- SAE. “Anti-lock Brake System Review”. Tech. Rep., Technical Report J2246, Society of Automotive Engineers, Warrendale PA, 1992.
- R. Schwarz. *Rekonstruktion der Bremskraft Bei Fahrzeugen mit Elektromechanisch Betätigten Radbremsen*. PhD thesis, Ph. D. thesis, Institut für Automatisierungstechnik der TU Darmstadt, 1999.

- J. J. E. Slotine. “Sliding Control Design for Nonlinear Systems”. *Int. J. Control*, Vol. 40, No. 2, pp. 421–434, 1984.
- J. J. E. Slotine. “The Control Robust of the Manipulators”. *Int. J. Robotics Research*, Vol. 4, No. 2, pp. 49–64, 1985.
- J. J. E. Slotine and W. LI. *Applied Nonlinear Control*. Prentice Hall, New Jersey, 1991.
- S. Solyom and A. Rantzer. *ABS Control - A design Model and Control Structure*. Springer–Verlag, London, 2003.
- E. H. W. Sorenson. “Kalman Filtering: Theory and Applications”. *New York: IEEE Press*, 1985.
- H. S. Tan and M. Tomizuka. “An Adaptive Sliding Mode Vehicle Traction Controller Design”. *in Proc. Amer. Contr. Conf.*, Vol. 2, pp. 1856–1861, 1990.
- V. I. Utkin. *Sliding Modes and their Application to Variable Systems*. MIR Publishers, Moscow, 1978.
- D. WELLE. “Menos Mortes em Acidentes de Trânsito”. <http://www.dw-world.de/dw/article/0,5830,1123165,00.html>, 2004.
- J. Wong. *Theory of Ground Vehicles*. 2nd ed. Wiley and Sons, New York, 1978.
- M.-C. Wu and M.-C. Shih. “Using The Sliding-Mode PWM method in an Anti-Lock Braking System”. *Asian Journal of Control*, Vol. 3, No. 3, pp. 255–261, 2001.
- J. Yi, L. Alvarez, X. Claeys, and R. Horowitz. “Emergency Braking Control with an Observer-based Dynamic Tire/Road Friction Model and Wheel Angular Velocity Measurement”. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 39, No. 2, pp. 81–97, 2003.
- D. R. Yoerger, J. B. Newman, and J. J. E. Slotine. “Supervisory control system for the JASON ROV”. *IEEE Journal on Oceanic Enginerring*, Vol. 11, No. 3, pp. 392–400, 1986.