

Estudo dos Sistemas de Freio Anti-blocante (ABS)
utilizando um modelo de controlador de
escorregamento SCBS (*Slip Control Braking
System*).



Aluno: Eng. Fabio Garcia Spironelli
Orientador: Prof. Dr. Álvaro Costa Neto



Dissertação Apresentada para a Obtenção do
Título de Mestre em Engenharia Mecânica junto
ao Departamento de Engenharia Mecânica da
Escola de Engenharia de São Carlos da
Universidade de São Paulo.

São Carlos
1999

Class.	TESE-EESC
Cott.	5859
Tombo	203/99

311 0000 7835

S/S 1663145

Ficha catalográfica preparada pela Seção de Tratamento
da Informação do Serviço de Biblioteca – EESC/USP

S759e Spironelli, Fabio Garcia
Estudo dos sistemas de freio anti-blocante (ABS)
utilizando um modelo de controlador de escorregamento
SCBS (Slip Control Braking System) / Fabio Garcia
Spironelli. -- São Carlos, 1999.

Dissertação (Mestrado) -- Escola de Engenharia de
São Carlos-Universidade de São Paulo, 1999.
Área: Engenharia Mecânica.
Orientador: Prof. Dr. Álvaro Costa Neto.

1. Simulação de freios. 2. Sistemas ABS.
3. Dinâmica da frenagem. I. Título.

FOLHA DE APROVAÇÃO

Candidato: Engenheiro **FABIO GARCIA SPIRONELLI**

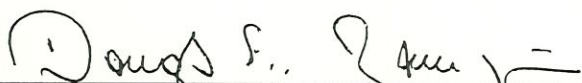
Dissertação defendida e aprovada em 06.07.1999
pela Comissão Julgadora:



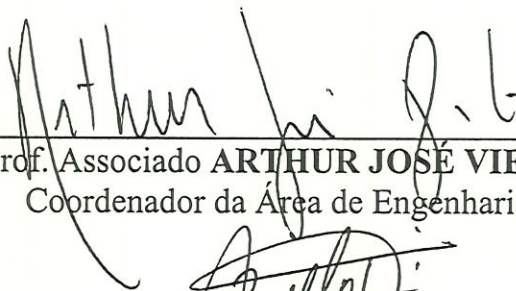
Prof. Doutor **ÁLVARO COSTA NETO (Orientador)**
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)



Prof. Doutor **ANTONIO CARLOS CANALE**
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)



Prof. Doutor **DOUGLAS EDUARDO ZAMPIERI**
(UNICAMP - Universidade Estadual de Campinas)



Prof. Associado **ARTHUR JOSÉ VIEIRA PORTO**
Coordenador da Área de Engenharia Mecânica



PI JOSÉ CARLOS A CINTRA
Presidente da Comissão de Pós-Graduação da EESC

Dedico este trabalho :

Aos meus pais Radamés e Liliana Claudia,

Pelo amor e incentivo eternos.



Agradecimentos:

Ao Prof. Dr. Álvaro Costa Neto pela orientação e amizade,

À minha família pelo apoio e carinho,



Aos meus amigos pela amizade e incentivo,

Ao Conselho Nacional de Pesquisa, CNPq, pela bolsa de estudo concedida,

Aos professores e funcionários da Escola de Engenharia de São Carlos, pelo auxílio na realização deste trabalho.

À Ford do Brasil e meus colegas pela ajuda e cooperação.

RESUMO

O estudo dos sistemas de Freio Anti-blocante (ABS) e sua aplicação é o intuito deste trabalho. A filosofia de utilização dos sistemas de Freio ABS em veículos de passeio bem como suas técnicas de controle são analisadas.

A proposta do controle de Freios através do controle de escorregamento das rodas é utilizada para o desenvolvimento de um modelo de controlador de Freios ABS e seu estudo conduzido de forma a mostrar a utilidade do sistema e o imenso potencial de desenvolvimento na área de controle dinâmico do veículo.

ABSTRACT

The study of Anti-Lock Braking Systems (ABS) and its applications is the main aim of this work. The utilization of ABS Braking Systems and its control techniques are analyzed to passenger cars.

The Braking control proposal using wheel slip controlling is done to build the Braking controller to this work. The utility of ABS Systems and the potential of development of this system in the Vehicle Dynamics Control are also shown.

Índice

Lista de Símbolos	i
Lista de Abreviaturas	iv
1. Introdução	1
1.1 Motivação e Objetivos	3
1.2 Visão geral do trabalho	4
2. Revisão Bibliográfica	6
2.1 Histórico	6
2.2 Filosofia dos Freios ABS (Esterçabilidade - Estabilidade - Distância de Frenagem)	8
2.3 Sistemas de Freios ABS	10
2.4 Aplicações em veículos 4x4 (4WD)	18
2.5 Outros Sistemas de Freios ABS	19
2.6 Sistemas de Controle de Tração - <i>Anti-Slip Regulator</i> (ASR)	21
2.7 Sistemáticas de Controle	24
2.7.1 Sistemática de Controle para Freios ABS	24
2.7.2 Sistemática para ASR	27
2.8 Modelos para Simulação de Freios ABS	28
2.8.1 Quarter Car	28
2.8.2 Single Track	29
2.8.3 Simplified Car	30

2.9 Modelos de Contato Pavimento - Pneu	34
3. Teoria da Frenagem	37
3.1 Introdução	37
3.2 Equacionamento da Frenagem	38
3.3 Forças de Frenagem	42
3.4 Mecanismos da geração de forças entre o pavimento e o pneumático	43
3.5 Travamento das Rodas	46
3.6 Distribuição de Forças de Frenagem	48
3.7 Razão de Força de Frenagem (Brake Ratio)	51
3.8 Sistemas de Freio Anti-blocante ABS (Anti-Lock Braking Systems)	53
3.9 Eficiência dos Freios	55
4. Modelagem do Veículo	57
4.1 Modelo do Veículo “Half Car”	58
4.2 Subsistema de Freios Dianteiro e Traseiro	60
4.3 Modelagem da Roda	64
4.4 Modelo do Pneu	65
4.5 Cálculo do Escorregamento relativo do par pavimento - pneu	69
4.6 Controlador de Freios ABS	70
5. Simulações / Resultados	73

6. Conclusões	95
7. Bibliografia Citada e Consultada	97
Apêndice 1 - Dados do veículo utilizado	121
Apêndice 2 - Modelo no Simulink	123

Índice de Figuras

Figura 2.1 - Resposta de um sistema de Freios ABS (LEIBER & CZINCZEL, 1979)	12
Figura 2.2 - ABS de 1 canal / 1 sensor segundo LEIBER & CZINCZEL, 1983	13
Figura 2.3 - ABS de 2 canais / 4 sensores segundo KITA ET AL., 1986	15
Figura 2.4 - ABS de 3 canais / 3 sensores segundo LEIBER & CZINCZEL, 1983	15
Figura 2.5 - ABS de 3 canais / 4 sensores segundo LEIBER & CZINCZEL, 1983	16
Figura 2.6 - ABS de 4 canais / 4 sensores segundo LEIBER & CZINCZEL, 1983	17
Figura 2.7 - ABS de 4 canais / 4 sensores segundo LEIBER & CZINCZEL, 1983	17
Figura 2.8 - Quarter Car Model por MAUER ET AL., 1994	28
Figura 2.9 - Single Track Model por LEFFLER, 1994	29
Figura 2.10 - Diagrama de Blocos do Modelo de Dinâmica do Veículo segundo CONNAIR ET AL. (1999)	33
Figura 3.1 - Sistema de Coordenadas SAE no Plano Longitudinal (XZ)	39
Figura 3.2 - Forças genéricas agindo em um veículo	39
Figura 3.3 - Diagrama do corpo livre da roda	42
Fig. 3.4 - Gráfico Idealizado do Coeficiente de fricção do par pavimento - pneu	46
Figura 3.5 - Veículo com as Rodas Traseiras Travadas - Movimento Instável	45
Figura 3.6 - Veículo com as Rodas Dianteiras Travadas - Movimento Estável	45
Figura 3.7 - Forças máximas de frenagem nos eixos dianteiro e traseiro	50
Figura 3.8 - Freio a disco	52
Figura 3.9 - Dimensões características do freio a disco	53
Figura 3.10 - Típico Circuito de Freios ABS	54
Figura 3.11 - Região de Funcionamento do ABS	55
Figura 4.1 - Fases da modelagem de um veículo.	58
Figura 4.2 - Modelo Físico do veículo.	58

Figura 4.3 - Modelo do Veículo utilizado implementado no Simulink.	59
Figura 4.4 - Veículo com Freio a Disco nas quatro rodas.	60
Figura 4.5 - Freio a Disco com pinça flutuante.	60
Figura 4.6 - Dimensões características do freio a disco.	61
Figura 4.7 - Curva da Válvula Proporcionadora	63
Figura 4.8 - Modelo do Sistema de Freio Dianteiro	63
Figura 4.9 - Modelo do Sistema de Freio Traseiro.	64
Figura 4.10 - Diagrama do corpo livre da roda.	64
Figura 4.11 - Representação Esquemática de um Sistema com um Controlador ON - OFF segundo DOEBELIN, 1985	71
Figura 4.12 - Controlador ON - OFF com histerese	72
Figura 5.1 - Ford Mondeo 2.5l V6 Ghia.	75
Figura 5.2 - Gráfico das Velocidades - S/ ABS, S/ Travamento, SN=0.85	76
Figura 5.3 - Gráfico do Escorregamento das rodas - S/ ABS, S/ Travamento, SN=0.85	77
Figura 5.4 - Gráfico das Velocidades - S/ ABS, C/ Trav. Dianteiro, SN=0.85	78
Figura 5.5 - Gráfico do Escorregamento das rodas - S/ ABS, C/ Trav. Dianteiro, SN=0.85	79
Figura 5.6 - Gráfico das Velocidades - S/ ABS, C/ Trav. Dianteiro. e Traseiro, SN=0.85	80
Figura 5.7 - Gráfico do Escorregamento das rodas - S/ ABS, C/ Trav. Dianteiro. e Traseiro, SN=0.85	81
Figura 5.8 - Gráfico das Velocidades - C/ ABS, SN=0.85	82
Figura 5.9 - Gráfico do Escorregamento das rodas - C/ ABS, SN=0.85	83
Figura 5.10 - Gráfico das Velocidades - S/ ABS, S/ Travamento, SN=0.5	84
Figura 5.11 - Gráfico do Escorregamento das rodas - S/ ABS, S/ Travamento, SN=0.5	85
Figura 5.12 - Gráfico das Velocidades - S/ ABS, C/ Trav. Dianteiro, SN=0.5	86
Figura 5.13 - Gráfico do Escorregamento das rodas - S/ ABS, C/ Trav. Dianteiro, SN=0.5	87
Figura 5.14 - Gráfico das Velocidades - S/ ABS, C/ Trav. Dianteiro. e Traseiro, SN=0.5	88

Figura 5.15 - Gráfico do Escorregamento das rodas - S/ ABS, C/ Trav. Dianteiro. e Traseiro, SN=0.5	89
Figura 5.16 - Gráfico das Velocidades - C/ ABS, SN=0.5	90
Figura 5.17 - Gráfico do Escorregamento das rodas - C/ ABS, SN=0.5	91
Figura 5.18 - Distâncias de Frenagem	92
Figura 5.19 - Gráfico da Eficiência dos Freios	94
Figura II.1 - Janela Inicial do Simulink	123
Figura II.2 - Freio Dianteiro a Disco	123
Figura II.3 - Freio Traseiro a Disco	124
Figura II.4 - Modelo do Veículo	124
Figura II.5 - Cálculo da Velocidade da Roda	125
Figura II.6 - Cálculo do Escorregamento do Pneu	125
Figura II.7 - Cálculo das Forças no Pneu	126
Figura II.8 - Cálculo da Velocidade do Veículo	126
Figura II.9 - Módulo do ABS	127
Figura II.10 - Cálculo da Velocidade do Veículo pelo Módulo do ABS	127
Figura II.11 - Controlador do ABS	128
Figura II.12 - Cálculo do Escorregamento Ótimo	128

Índice de Tabelas

Tabela 4.1 - Tabela de valores da válvula proporcionadora.	62
Tabela 5.1 - Distâncias de Parada - Ford Mondeo V6	74
Tabela 5.2 - Distâncias de Frenagem	92
Tabela 5.3 - Eficiência dos Freios	93

Lista de Símbolos

α = Aceleração angular da roda

Θ = Inclinação da Rampa (Aclive $\Theta > 0$ e Declive $\Theta < 0$)

ω = velocidade angular da roda,

ω_0 = velocidade angular inicial ($t = 0$)

η_b = Coeficiente de eficiência dos freios

μ = Coeficiente de fricção

μ_f = Coeficiente de frenagem

μ_p = Coeficiente máximo de fricção do par pavimento - pneu

μ_s = Coeficiente de escorregamento do par pavimento - pneu

μ_{rotor} = Coeficiente de atrito entre a pastilha e o disco

$A_{pistão}$ = Área do pistão do freio a disco

a_x = Aceleração na direção x

B = Comprimento característico longitudinal de relaxamento

b = Distância do eixo dianteiro ao Centro de Gravidade

B_1, B_3 e B_4 = Coeficientes de Calspan para definir o pico da força lateral de fricção

c = Distância do eixo traseiro ao Centro de Gravidade

c_1, c_2, c_3 e c_4 são coeficientes da função polinomial de saturação,

CS/FZ = Coeficiente de Calspan para definir $\left. \frac{\partial F_x}{\partial s} \right|_s = 0$

D_a = Arrasto aerodinâmico

D_{real} = Desaceleração real em g's

F_b = Força de frenagem

F_d = Força gerada pelo sistema de freio a disco

F_{fric} = Força de fricção

$F_{n\text{pad}}$ = Força normal na pastilha

$F_{t\text{pad}}$ = Força tangencial na pastilha

F_x = Força de frenagem gerada pelo pneu

F_{xf} = Força de Frenagem (ou tração) no eixo dianteiro

F_{xmf} = Força de Frenagem (ou tração) máxima no eixo dianteiro

F_{xmr} = Força de Frenagem (ou tração) máxima no eixo traseiro

F_{xr} = Força de Frenagem (ou tração) no eixo traseiro

F_z = Força normal ou Carga Dinâmica

F_{ZI} = Carga de projeto do pneu na pressão de operação em libras

g = Constante gravitacional

G = Ganho de frenagem

h = Altura do CG

h_a = altura do ponto de aplicação da força aerodinâmica D_a

I = Momento de inércia do conjunto roda - pneu e outras massas girantes (disco de freio, semi-eixo, etc.)

K_μ = Coeficiente de decaimento de μ com o aumento do escorregamento do pneu.

L = Distância entre eixos

P_a = Pressão de aplicação

R = raio do pneu

r_b = Raio médio do disco onde o pistão atua

R_{xf} = Força de resistência ao rolamento dianteira

R_{xr} = Força de resistência ao rolamento traseira

s = Escorregamento longitudinal do pneu em relação ao pavimento

SN_o = "Skid Number" do pavimento

SN_T = 85 (Test Skid Number)

T_b = Torque de frenagem

T_p = Pressão de operação do pneu em psi

T_w = Largura da banda do pneu em polegadas

u = Velocidade longitudinal do veículo

W = Peso do veículo

W_d = Transferência de carga dinâmica

W_f = Carga dinâmica no eixo dianteiro

W_{fs} = Carga estática no eixo dianteiro

W_r = Carga dinâmica no eixo traseiro

W_{rs} = Carga estática no eixo traseiro

Lista de Abreviaturas

4WD - *Four Wheel Drive* - Sistema de tração nas quatro rodas (4x4)

ABS - *AntiLock Braking System* - Sistema de Freios Anti-blocante

ASC - *Automatic Stability Control* - Controle Automático de Estabilidade

ASR - *Anti Slip Regulator* - Sistema de controle de tração

DSC - *Dynamic Stability Control* - Controle Dinâmico de Estabilidade

EBD - *Electronic Braking Distribution* - Controle Adaptativo de Distribuição de Forças de Frenagem

ECU - *Electronic Control Unit* - Unidade de Controle Eletrônica

FWD - *Front Wheel Drive* - Sistema de Tração Dianteira

LSD - *Limited Slip Differential* - Diferencial de Escorregamento Limitado

RWD - *Rear Wheel Drive* - Sistema de Tração Traseira

SCBS - *Slip Control Braking System* - Sistema de Freios Anti-blocante por controle de escorregamento

SEFI - *Sequential Electronic Fuel Injection* - Injeção Eletrônica de Combustível Sequencial

VCS - *Viscous Coupling System* - Sistemas de Acoplamento Viscoso

1. Introdução

Os sistemas de Freios ABS são hoje uma realidade nas ruas. Cada vez mais, veículos são produzidos com este sistema de auxílio à frenagem.

A função do sistema de freios instalado de um veículo é reduzir a sua velocidade, a zero ou não, conforme as necessidades do tráfego e motorista requeiram, em qualquer condição de tempo, de pista ou de utilização do veículo, descarregado ou carregado, com um motorista iniciante ou experiente, com segurança. Esta vasta gama de situações e variáveis deve ser considerada. Porém, devido a alta diversificação de cenários em que o veículo pode estar envolvido, torna-se impossível obter do sistema de freio um desempenho ótimo em todas as situações. O que é feito então é otimizar o sistema para as situações mais comuns sem que ele tenha uma perda de performance acentuada ou crítica em situações mais

extremas, ou seja sem comprometer a segurança dos ocupantes ou de terceiros, seguindo as regulamentações vigentes.

Os sistemas de Freios ABS vêm ao encontro das necessidades do projetista em ter um sistema confiável e com desempenho ótimo em quaisquer situações em que o veículo possa operar, obtendo sempre a melhor performance do sistema de freios instalado. Não só a distância de frenagem é relevante, mas também como o veículo se comporta durante a frenagem é motivo de preocupação. A manutenção da estabilidade direcional, com o veículo percorrendo a trajetória comandada pelo motorista é de extrema importância, assim como a manutenção da esterçabilidade, permitindo desvios na rota durante a frenagem, como por exemplo uma mudança de pista ou evitar um obstáculo repentino.

Advindos da indústria aeronáutica, onde são utilizados no controle da frenagem durante a aterrissagem de aeronaves comerciais, os sistemas de Freios ABS foram introduzidos na indústria automobilística, primeiramente em veículos de alto luxo e de alta performance. Este sistema provou que sua utilidade e eficiência justificam o aumento de custo inicial do veículo.

Com a evolução dos sistemas eletrônicos e o aumento da produção, os sistemas de Freios ABS foram tendo seu custo reduzido, estendendo-se a modelos mais acessíveis e se desenvolvendo, com algoritmos de controle mais complexos e integrando mais funções. Até mesmo veículos de carga e comerciais têm aderido ao sistema demonstrando que a melhora no desempenho e segurança do veículo não podem mais deixar de serem consideradas.

1.1 Motivação e Objetivos

Atualmente os sistemas de Freios ABS deixaram de ser simplesmente “Freios Anti-blocantes”, incorporando diversas funções como controle de tração, controle de distribuição de forças de frenagem, controle de estabilidade e fazendo interface com controladores de velocidade “*cruise control*” e controladores autônomos como nas chamadas “vias inteligentes” (IVS) americanas ou europeias.

A vasta gama de utilidades e funções que os sistemas de Freios ABS geram, motiva o estudo do funcionamento e das aplicações deste sistema, tanto em relação à performance dinâmica do veículo durante a frenagem quanto à sistemática de controle e lógica dos algoritmos utilizados.

A introdução dos sistemas de Freios ABS no mercado brasileiro, tanto em veículos importados quanto em modelos nacionais faz com que o estudo mais aprofundado deste sistema se torne necessário.

Historicamente, as condições de tráfego e as características de operação de veículos no Brasil se traduzem em especificações e requisitos peculiares ao nosso mercado.

A calibração de motores para o nosso combustível, os ajustes de suspensão para prover os veículos com um vão livre maior e robustez para enfrentar o mau estado de nossas vias com conforto e segurança e a calibração do sistema de freios adequada são indispensáveis a qualquer veículo que venha a ser comercializado aqui. Com o sistema de Freios ABS não é diferente, pois a sua adequação aos nossos requisitos e condições se une a calibração final dos sistemas de freio e suspensão e até mesmo a calibração final do motor.

1.2 Visão do Trabalho

O estudo dos sistemas de Freios ABS compreendem inicialmente a revisão da literatura técnica relacionada com a frenagem do veículo e sua dinâmica, estudos dos trabalhos relativos aos Freios ABS, modelagem de veículos e de sistemas de freios e controle de sistemas. Este estudo reflete o capítulo dois onde é feita uma revisão bibliográfica dos sistemas de Freios ABS.

A revisão mais aprofundada de toda a teoria relacionada a frenagem e seus principais conceitos e definições são encontradas no capítulo três. Nesta seção são lembrados pontos básicos da frenagem, teoria relacionada com os sistemas de freio e toda a parte teórica utilizada para a modelagem do sistema de freios utilizado.

O desenvolvimento do modelo utilizado compreende três principais subdivisões como mostra o capítulo quatro.

MODELAGEM DO VEÍCULO - incluindo aí o sistema de freios instalado, no caso, hidráulico a disco, nos eixos dianteiro e traseiro. O modelo do veículo simplificado é do tipo “*half model*”, ou seja, modela o carro no eixo longitudinal considerando apenas uma roda no eixo dianteiro e uma no eixo traseiro. Com isso despreza-se todas influências de forças laterais. A transferência de carga entre os eixos dianteiro e traseiro é considerada mas o modelo não leva em conta a suspensão. O veículo todo é considerado um corpo rígido, bi-apoiado nos eixos dianteiro e traseiro. Esse modelo simplificado representa o veículo com boa precisão no que diz respeito à dinâmica da frenagem.

MODELO DO PNEU - incluindo a relação contacto pavimento - pneu. Este modelo é derivado de um modelo existente na literatura, proposto por Wade Allen et al. (1995), para aplicações em simulações veiculares, com pequenos ajustes para atender a necessidade da simulação de um sistema de Freios ABS.

Controlador do Sistema de Freios ABS - O controlador é desenvolvido para controlar um sistema de freio independente, onde o cilindro mestre fornece a pressão para as pinças de freio. No circuito para o eixo traseiro é incorporada uma válvula proporcionadora, fazendo com que no caso de falha do controlador eletrônico, melhore-se a distribuição das forças de frenagem.

O controlador utiliza uma lógica onde a variável de referência é o escorregamento do pneu no lugar da aceleração angular da roda, tradicionalmente utilizada. Este modelo, inicialmente descrito por Bowman & Law, 1993 foi chamado de **SCBS** (*Slip Control Braking System*) ou sistema de freios antiblocante com controle de escorregamento. No trabalho de referência, o controlador assume um valor fixo para controle do escorregamento. Neste trabalho é utilizado um controlador em que o valor padrão para controle é variável (estimado), permitindo assim uma melhor performance.

Os resultados das simulações são mostrados no capítulo cinco. A conclusão juntamente com as propostas de desenvolvimento de futuros trabalhos relacionados são mostradas no capítulo seis e finalizando têm-se as referências bibliográficas citadas e consultadas no capítulo sete.

2. Revisão Bibliográfica

Neste capítulo é feita a revisão bibliográfica da dissertação com um resumo dos trabalhos relevantes, levando-se em conta a necessidade de um conhecimento mais detalhado do assunto.

2.1. Histórico dos Sistemas de Freios ABS

Segundo **LEIBER & CZINCZEL (1979)**, as primeiras patentes de sistemas anti - escorregamento datam de 1905. Na verdade, o desenvolvimento não começou até 1957. Em 1966 os problemas de controle havia sido resolvidos, entretanto os sistemas que mantinham a esterçabilidade falharam devido à complexidade dos sistemas eletrônicos.

Um dos primeiros artigos sobre controle de escorregamento das rodas foi de **STEWART & BOWLER (1969)**, onde fazem um trabalho em laboratório simulando um controle de escorregamento das rodas. O experimento é realizado conectando um sistema de freio hidráulico e um sistema de controle de escorregamento das rodas com modulador hidráulico e sensores de velocidade à um computador analógico. O computador analógico é utilizado para simular a dinâmica do veículo e as características da interface pavimento - pneu. A acuracidade da simulação é estabelecida correlacionando-se os resultados de laboratório com dados obtidos em pista de testes.

MÜLLER & CZINCZEL (1972) mostram que os sistema de freios anti - bloqueante podem melhorar a segurança do tráfego diminuindo a distância de frenagem, mantendo o veículo estável e com capacidade de esterçamento, ou seja, de mudar sua trajetória, mesmo em frenagens de emergência em curvas. Em particular, é feito o estudo do comportamento de um veículo mostrando que mesmo em casos de grande aceleração lateral, frenagens de grande desaceleração ou totais são possíveis com estabilidade e esterçabilidade e com distâncias de frenagem mais curtas do que as obtidas com as rodas travadas na mesma velocidade inicial.

2.2. Filosofia dos Freios ABS (Esterçabilidade - Estabilidade - Distância de Frenagem)

OPPENHEIMER (1988) Diz que a filosofia principal do sistema de freios de um veículo é diminuir a velocidade ou parar o veículo, a partir de qualquer velocidade em uma distância razoável em quaisquer condições. Porém, este objetivo fundamental era tratado com pouca atenção.

Como a melhor ou ideal distância de frenagem só pode se obtida quando todas as rodas estiverem no pico da curva de μ X escorregamento, ou seja na iminência do escorregamento, tem que haver uma condição ideal de carregamento e superfície da pista para que a menor distância de frenagem seja obtida. Esta menor distância de frenagem é freqüentemente chamada de “*Driver’s Best Stop*”, distância de frenagem que pode ser obtida pelo motorista em condições ideais. Qualquer excesso de força de frenagem causa o travamento imediato das rodas com o aumento da distância de frenagem, perda da esterçabilidade e estabilidade. Por esta razão requer pilotos de teste treinados, longe do usuário comum.

O usuário comum, em uma situação de emergência, aplicaria uma alta força no pedal de freio provocando o travamento das rodas e com isso aumentando o espaço de frenagem, neste caso chamado de *Locked Wheels Stopping Distance*, ou distância de frenagem com as rodas travadas, além de perda da esterçabilidade e estabilidade.

O sistema de freios ABS permite que um motorista comum, numa situação de emergência, aplique a máxima força no pedal de freio e:

- Mantenha a estabilidade e permite que se evite qualquer tendência giro da traseira do carro.

- Mantenha a esterçabilidade e permite que o veículo possa ser manobrado para evitar a colisão com um obstáculo.
- Melhore a sua distância de frenagem comparado com a *Locked Wheels Stopping Distance* (frenagem com as rodas travadas) ou mesmo a *Driver's Best Stop* (frenagem em condições ideais). Uma eventual melhoria na distância de frenagem com ABS depende apenas da distribuição da força de frenagem instalada no veículo, das características do contato pavimento - pneu e da eficiência do sistema ABS.

Portanto pode-se resumir que o ABS têm 3 principais benefícios:

- Estabilidade (*Stability*)- evita o travamento prematuro do eixo traseiro não permitindo o escorregamento lateral do eixo traseiro.
- Esterçabilidade (*Steerability*)- mantém a capacidade de esterçar o veículo mesmo numa frenagem de emergência.
- Distância de Frenagem (*Stopability*) - boas distâncias de frenagens são conseguidas pelo motorista comum mesmo em superfícies escorregadias.

Segundo **LEIBER & CZINCZEL (1983)** a performance de um sistema de freios ABS é decidida pela garantia de esterçabilidade, estabilidade e distância de parada ótima.

A esterçabilidade é garantida pelo controle das rodas dianteiras e a estabilidade pelo controle das rodas traseiras. A distância de frenagem ótima é conseguida através da utilização da máxima força de frenagem.

É feita uma classificação dos tipos de Freios ABS utilizados com relação ao número de sensores, número de canais de controle, tipos de linha de freio, e técnicas de controle.

É discutido cada um dos sistemas em termos de esterçabilidade, estabilidade e distância de frenagem.

Os modos de falha e sistemas redundantes, segurança além dos de teste de funcionamento são abordados no trabalho.

2.3. Sistemas de Freios ABS

KLEIN (1986) mostra o Estado da Arte em Freios ABS em 1985. É feita uma minuciosa classificação dos Sistema de Freios ABS quanto ao número de sensores, números de canais, disposição das linhas de freio e outras características dos Freios ABS como fonte externa de potência.

Em conclusão mostra as 2 tendências dos Sistemas de Freios ABS:

1. Melhora da performance relacionado a:

Sistema de Freios ABS em veículos com tração 4x4 (4WD).

Sistemas de Controle de Tração - *Anti-Slip Regulator* (ASR).

Controle de Distribuição de Força de Frenagem Adaptativo - *Electronic Braking Distribution* (EBD).

Auto diagnose e instrução de manutenção.

2. Redução de Custos com o mesmo nível de performance ou com pouca perda no desempenho e ótimo custo / benefício.

Em seu trabalho **LEIBER & CZINCZEL (1979)** definem a combinação da aceleração angular da roda e o escorregamento como variáveis de controle do sistema ABS. A resposta do ABS é determinada de acordo com o método de modificação da pressão do freio como mostra a figura 2.1.

Isso então é determinado pelos diferentes conceitos de disposição de válvulas.

São definidos 4 tipos com sua vantagens e desvantagens funcionais. São eles:

a) Solução de 3 gradientes: 1- Aumento Rápido da Pressão, 2- Redução Rápida da Pressão, 3- Aumento Lento da Pressão.

b) Solução de 4 gradientes: 1- Aumento Rápido da Pressão, 2- Redução Rápida da Pressão, 3- Manutenção da Pressão, 4- Aumento Lento da Pressão.

c) Solução de 5 gradientes: 1- Aumento Rápido da Pressão, 2- Redução Rápida da Pressão, 3- Manutenção da Pressão, 4- Aumento Rápido da Pressão, 5- Aumento Lento da Pressão.

d) Solução de 5 gradientes (utilizado no ABS Bosch descrito no Paper):

1- Aumento Rápido da Pressão, 2- Redução Rápida da Pressão, 3- Manutenção da Pressão, 4- Aumento Rápido da Pressão, 5- Aumento da Pressão por pequenos incrementos (steps).

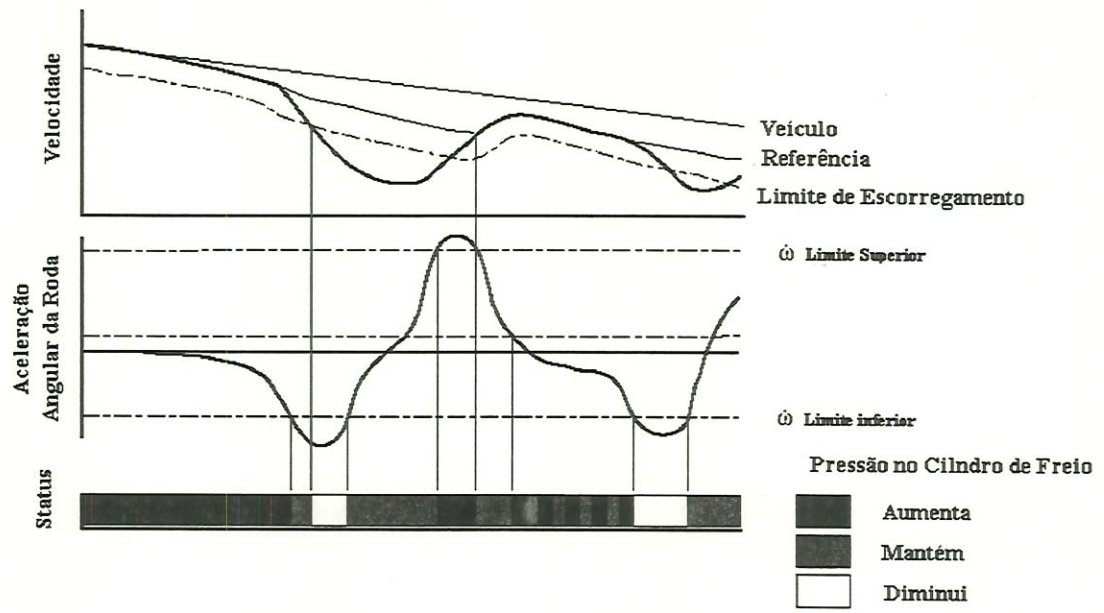


Figura 2.1 Resposta de um sistema de Freios ABS (LEIBER & CZINCZEL, 1979).

GRIMM (1974) discute em seu trabalho um sistema de controle de freios para evitar o travamento das rodas do eixo traseiro (*Rear Wheels Lock-up*). Este sistema, análogo ao da figura 2.2 esquematizado por LEIBER & CZINCZEL (1983), têm as vantagens de:

- Ter um melhor controle da estabilidade lateral devido ao controle de pressão nas linhas dos freios traseiros, prevenindo o travamento das rodas e consequentemente o escorregamento lateral do eixo traseiro.
- Um menor espaço de frenagem pode geralmente ser conseguido devido ao fato das rodas traseiras gerarem uma maior força de frenagem.

Ainda é feito no trabalho uma breve descrição dos componentes do sistema de controle, características da interface pavimento - pneu, dinâmica do veículo e sistema de freios além da análise dos requisitos para um controle ótimo.

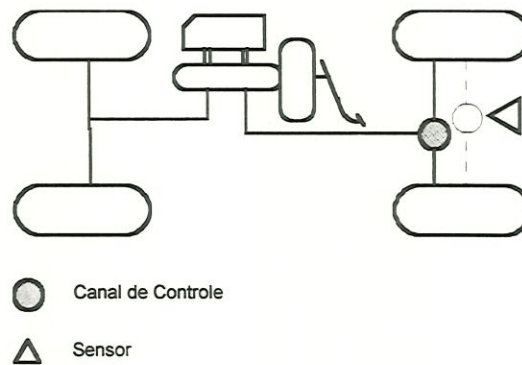


Fig. 2.2 ABS de 1 canal / 1 sensor
segundo Leiber & Czinczel, 1983

YONEDA ET AL. (1983), apresentam um sistema de prevenção do travamento do travamento do eixo traseiro para o carro Mitsubishi Starion. O veículo, destinado a altas performances, é equipado com freios a disco nas 4 rodas e um Sistema de Freios ABS no eixo traseiro para melhorar a estabilidade e distância de frenagem em pistas escorregadias. É feita a discussão do sistema e seus componentes e do conceito de controle. Nos testes de avaliação do sistema, foi dada ênfase a 4 aspectos: Estabilidade de frenagem, conforto na frenagem, durabilidade do sistema e compatibilidade eletromagnética. A melhoria na distância de frenagem foi de 5% em pista seca, 6% em pista molhada e 13% em pista escorregadia, além da melhoria da estabilidade.

KITA ET AL. (1986), em seu estudo, analisa um Sistemas de Freios ABS de 2 canais com 4 sensores, representado na figura 2.3, para veículos com tração dianteira (FWD) com dois circuitos de freio independentes diagonais e válvulas proporcionais para os freios traseiros. Este sistema tem uma performance satisfatória em uso normal a um custo menor. A lógica de controle é discutida.

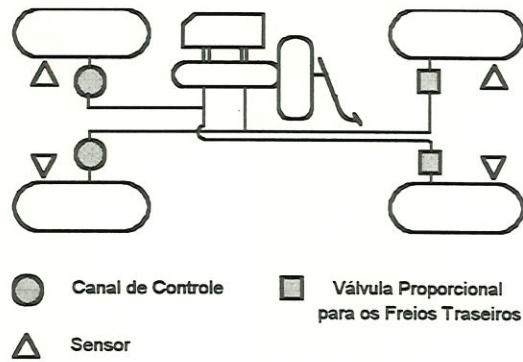


Fig. 2.3 ABS de 2 canais / 4 sensores segundo Kita et al., 1986

LEIBER & CZINCZEL (1979) descrevem um sistema de Freios ABS Bosch de 3 canais / 3 sensores, com descrito na figura 2.4, com as rodas da frente controladas individualmente e as rodas traseiras controladas conjuntamente. Empregam neste sistema um conjunto de válvulas de controle do tipo Solução de 5 gradientes. 1- Aumento Rápido da Pressão, 2- Redução Rápida da Pressão, 3- Manutenção da Pressão, 4- Aumento Rápido da Pressão, 5- Aumento da Pressão por pequenos incrementos (steps).

A descrição do sistema e o ciclo típico de controle são realizados.

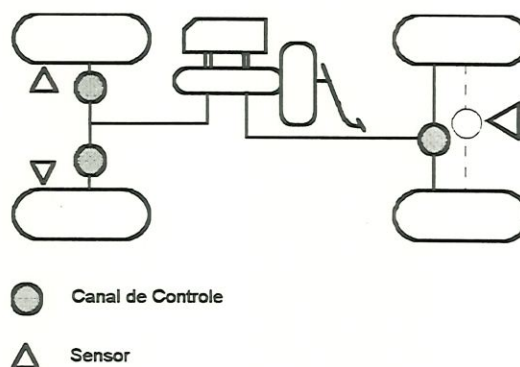


Fig. 2.4 ABS de 3 canais / 3 sensores segundo Leiber & Czinczel, 1983

SHINOMIYA ET AL. (1988), apresentam o Sistema de Freios ABS fabricado pela Sumitomo Electric Ind. do tipo 3 canais e 4 sensores. As razões pela escolha se um ABS de 3 canais ao invés de 2 canais é explicada. O trabalho é concluído dizendo que os custos devem ser minimizados mas sem esquecer das diretrizes dos Sistema de Freios ABS que são Estabilidade - Esterçabilidade - Ótima Distância de Frenagem. Um modelo do tipo 3 canais e 4 sensores pode ser ilustrado segundo LEIBER & CZINCZEL (1983) pela figura 2.5.

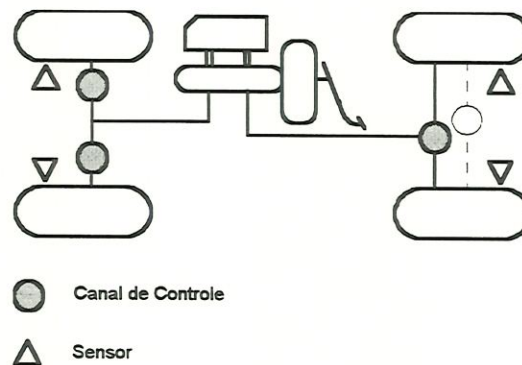


Fig. 2.5 ABS de 3 canais / 4 sensores segundo Leiber & Czinczel, 1983

NEWTON & RIDDY (1984) apresentam um Sistema Protótipo de Freios ABS “FAG” que pode operar como um ABS de 4 canais / 4 sensores e além disso emular outras configurações como: 3 canais / 4 sensores Rear Select-Low, 2 canais / 2 sensores só para o eixo traseiro e 1 canal / 2 sensores Select-Low para controle do eixo traseiro. A descrição do sistema é realizada em detalhes e um comparativo de distância de frenagem é feito com base nos diversos sistemas e sem ABS.

As figuras 2.6 e 2.7 mostram as configurações possíveis para sistemas de Freios ABS com 4 sensores e 4 canais segundo LEIBER & CZINCZEL (1983).

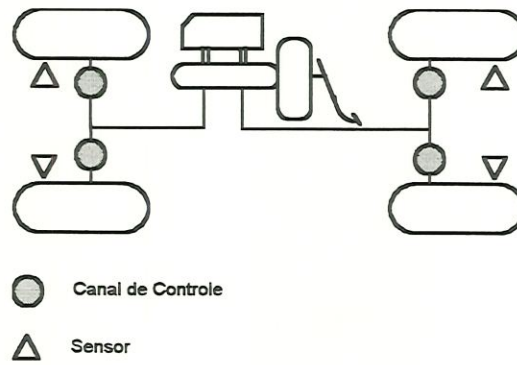


Fig. 2.6 ABS de 4 canais / 4 sensores segundo Leiber & Czinczel, 1983

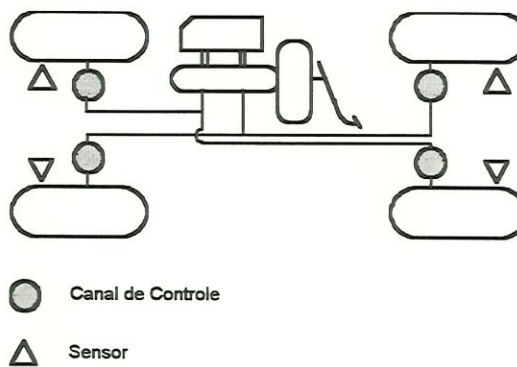


Fig. 2.7 ABS de 4 canais / 4 sensores segundo Leiber & Czinczel, 1983

2.4. Aplicações de Freios ABS em veículos 4x4 (4WD)

STURM (1988), relata que com o aumento da capacidade de tração de veículos com tração nas quatro rodas, 4x4 ou 4WD (*4 wheel drive*), uma maior capacidade de frenagem é esperada / necessária, pois após anos de prática, o motorista comum espera que a máxima capacidade de frenagem seja duas vezes maior que a de máxima aceleração.

São apresentados então: dispositivos de controle de frenagem (válvulas) que são sensíveis à posição da suspensão e Sistemas de Freios ABS .

Os problemas oriundos da utilização dos Freios ABS em conjunto com Diferencias Auto - Blocantes ou escorregamento limitado são discutidos juntamente com as possíveis soluções encontradas. O sistema de Freios ABS é apresentado e seu funcionamento discutido em veículos 4x4.

MIYAKI ET AL. (1988) apresentam a situação dos Freios ABS para veículos 4x4 de ultima geração, "*Full Time 4WD*" ou sistemas com tração total (4x4) permanente com Sistemas de Acoplamento Viscoso (VCS) ou embreagens de discos múltiplos com controle eletrônico. A aplicação de um Sistemas de Freios ABS em veículos 4x4 é avaliada juntamente com as soluções encontradas para problemas como a vibração do eixo cardam e a demora da roda em voltar a girar após ter sua pressão de frenagem aliviada devido a alta inércia do sistema .

É feito um comparativo entre um sistema de Freios ABS de 2 canais com 4 sensores e um sistema de 4 canais e 4 sensores para veículos 4x4, e, por fim, apresentado o Sistemas de Freios ABS da Akebono utilizados no Subaru XT 2.7 VX .

2.5. Outros Sistemas de Freios ABS

MIYAZAKI ET AL. (1990), apresenta um Sistema de Freios ABS que não usa sensores de velocidade nas rodas para detectar o escorregamento da rodas.

O sistema M-ABS utiliza-se de extensômetros colados nos mancais para detectar o coeficiente de adesão entre o pneu e o pavimento.

É feita uma simulação do sistema em computador e são descritas as rotinas do sistema M-ABS, de redução de pressão nas rodas e re-pressurização do freio e do sistema. Conclui ainda que através da análise da simulação, o M-ABS previne o travamento e o veículo se comporta melhor do que sem o sistema M-ABS.

O sensor que detecta a fricção entre o pneu e o pavimento é eficiente.

A comparação entre um ABS convencional e o M-ABS diz que este é eficiente na prevenção do travamento em frenagens de emergência.

MIYAZAKI ET AL. (1999), propõem o sistema de Freios M-ABS ou Novel Antilock Braking System , baseado no sensor denominado μ -sensor ou sensor que detecta o coeficiente de fricção do pneu com o pavimento.

Este sensor promove a medição em tempo real das forças na direção X, Y e Z e a força de frenagem aplicada pelo sistema de freio para cada roda.

É feita a confirmação experimental de que o M-ABS melhora a distância de frenagem e a manobrabilidade do veículo em relação ao sistema de ABS convencional (com sensores de velocidade angular das rodas). A estratégia de controle dinâmico do veículo utilizando o μ -sensor também é discutida.

MATHEUS (1994) diz que grande número de situações de frenagem com diferentes coeficientes de adesão faz com que o balanceamento de um sistema de freios se torne um desafio. O EBD (*Electronic Brake Distribution System*) ou sistema de distribuição de forças de frenagem adaptativo, utiliza-se dos sinais de baixo nível de escorregamento das rodas durante uma frenagem normal para otimizar a distribuição das forças de frenagem.

Essa distribuição feita pelo EBD possibilita eliminar do sistema a distribuição fixa ou proporcional. Todo hardware necessário está contido no ABS. Esse sistema pode modificar o balanceamento das forças de frenagem baseado em padrões do veículo e condições locais da pista. Freiando durante uma curva o ABS + EBD pode controlar o escorregamento longitudinal abaixo dos limites absolutos para melhorar o controle do escorregamento lateral do eixo dianteiro com relação ao traseiro. Uma extensão deste princípio sugere que pode-se aumentar ou diminuir a força de frenagem em uma roda, induzindo mais ou menos escorregamento lateral. Isso nos dá a oportunidade de alterar as características de sobre / sub esterçamento (*over / under steering*) do veículo durante a frenagem em curva.

O autor apresenta ainda o *Yaw Rate Control* ou controle de giro do veículo em relação ao eixo Z. Este sistema é utilizado hoje em alguns Sistemas de Freios ABS e têm a finalidade de evitar a perda de controle do veículo quando o ABS é ativado em

uma pista com coeficientes de adesão diferentes nos dois lados do veículo (μ_{split}). Nesta situação, o *Yaw Rate Control* é ativado e diminui a força de frenagem no lado de maior adesão evitando que veículo gire sobre a pista.

2.6. Sistemas de Controle de Tração - Anti-Slip Regulator (ASR)

SCHULZE & LISSEL (1988) descrevem os requisitos funcionais para um Sistema de Controle de Tração. Basicamente os requisitos são similares ao de um Sistema de Freios ABS. São eles:

- Manutenção da Esterçabilidade e Estabilidade
- As forças longitudinais devem ser transmitidas o mais eficientemente possível.

No caso do ABS, esses dois requisitos têm absoluta prioridade, pois são fatores primários de segurança. No caso do ASR, só a manutenção da esterçabilidade (em veículos com tração dianteira) é um fator de segurança. Entretanto, o Sistema de Controle de Tração deve cobrir uma grande gama de requisitos como a dirigibilidade (*handling*) do veículo, minimizar esforços nos componentes do veículo, facilidade de controle e adaptabilidade do sistema às várias condições de pista.

KRAFT & LEFFLER (1990), Fazem a descrição do Sistema de Freios ABS de 4 canais e lógica *Select -Low Rear*, onde é selecionada a roda de menor aderência no eixo traseiro para a tomada de ação do controlador do Freio ABS. Então apresentam o Sistema de Controle de Tração da BMW conhecido como ASC “*Automatic Stability Control*” ou controle automático de estabilidade.

O sistema ASC+T ou “*Differential Brake*” - Frenagem diferencial - funciona onde a frenagem de uma roda do eixo permite a transmissão de torque para outra roda aumentando assim a capacidade de tração.

No ASC+T da BMW existe duas lógicas de controle. *Select High*, para velocidades menores que 40 Km/h, onde o freio é aplicado na roda que esta na iminência do escorregamento permitindo uma maior transferência de torque para a outra roda e *Select Low*, para qualquer velocidade, onde o torque do motor é reduzido para que o escorregamento ou “spin” da roda com menor coeficiente de fricção ocorra.

É feito um comparativo entre o sistema ASC, só com controle do motor, e o ASC+T que possui, além do controle do motor, o controle de aplicação de freio.

BÖNING ET AL. (1992), apresenta um Sistema de Controle de Tração conjugado a um Sistema de Freios ABS e uma central de injeção seqüencial SEFI. Neste sistema a redução do torque é feita apenas pelo controle do motor. Não há aplicação dos freios. A unidade de controle (ECU) do ABS fornece apenas a informação da velocidade nas rodas e velocidade do veículo. A redução do torque no motor é feita pela intervenção na injeção e ignição. A performance do sistema é avaliada em testes em veículos com tração dianteira (FWD) e com tração traseira (RWD) com motores de 4 e 6 cilindros.

ISE ET AL. (1990) apresenta o Sistema de Controle de Tração do Lexus LS 400 e faz um comparativo com o sistema anterior utilizado no Toyota Crown 1987. A descrição do sistema é feita em detalhes. O diagrama de blocos da ECU do ASR/ABS é mostrada, assim como é feita a descrição dos métodos de cálculo das

velocidades, do controle de aceleração e do controle de frenagem. É realizada a avaliação dinâmica do veículo em relação a performance de aceleração e estabilidade direcional, partida em rampa, estabilidade em curvas e teste de mudança de pista em aceleração evitando obstáculo. Concluem que o sistema ASR do Lexus LS400 é muito superior do que o anterior utilizado no Toyota Crown 1987

HOFFMAN, 1992, apresenta o sistema ASR do Corvette. O sistema ABS/ASR 2U da Bosch regula o torque de 3 modos: Retardamento da faísca, fechamento da borboleta e aplicação dos freios. É descrita também a utilização de um diferencial blocante eletrônico.

HOLZWARTH AND MAY, 1994, analisam dois sistemas de controle de tração com sistemas de diferencial de escorregamento limitado LSD (*Limited Slip Differential*). Eles avaliam o diferencial normal (aberto) e o diferencial proporcional, LSD. Quanto aos controles de tração, são utilizados o Engine-ASR e o Brake-ASR. Os diferenciais LSD podem regular o torque proporcionalmente ao escorregamento. O Engine-ASR pode limitar o torque do motor e o Brake-ASR pode tanto limitar o torque do motor quanto regulá-lo proporcionalmente aplicando o freio diferenciadamente nas rodas.

Em relação aos LSD, são classificados em: “Torque Sensing” ou sensíveis ao torque como os TORSEN® e os “Speed Sensing” ou sensíveis à velocidade como dos diferenciais LSD do tipo viscoso. São então simuladas diversas combinações de ASR e LSD utilizando-se o software MATLAB SIMULINK® da MathWorks.

WALLENTOWITZ ET AL. (1988) discute o uso de Sistemas de Controle de Tração ABS/ASR em veículos 4WD. Diz que em sistemas ASR a medida externa de velocidade nas rodas provou ser benéfica. Se essa velocidade é suficientemente precisa, algoritmos de controle podem ser utilizados para otimizar a tração e estabilidade. São esperados, em sistemas futuros, que sejam considerados o coeficiente de fricção entre o pneu e o pavimento mas para isso serão necessários desenvolvimentos no sentido de promover esta medição on-line.

2.7 Sistemáticas de Controle

Neste item discutiremos as técnicas de controle dos sistemas de freios ABS e dos sistemas de controle de tração.

2.7.1. Sistemática de Controle para Freios ABS

SATOH & SHIRASHI (1983), descrevem as 3 técnicas de controle de um Sistema de Freios ABS: Técnica de Controle Individual da Roda - onde a roda esquerda e a direita do eixo têm um controle individual de torque de frenagem.

Técnica de *Select-Low* - onde são controladas simultaneamente as rodas esquerda e direita em resposta a um sinal de uma das duas que é prevista que travará primeiro. Isso implica que a força de frenagem na outra roda será menor do que a ideal.

Técnica de *Select-High* - onde também são controladas as rodas esquerda e direita simultaneamente em contraste com a técnica de *Select-Low*, em resposta a um sinal de uma das duas que é prevista para travar por último. Entretanto isso pode permitir que uma roda venha a travar por excesso de torque de frenagem. Neste paper também são feitas considerações e testes avaliando o sistema *Select-High* no eixo dianteiro e *Select-Low* no eixo traseiro de um Sistema de Freios ABS com 2 canais e 4 sensores.

Em trabalho complementar, SATOH & SHIRASHI (1983), mostram porque escolhem a técnica de *Select-High* no eixo dianteiro e *Select-Low* no eixo traseiro de um Sistema de Freios ABS.

A técnica de *Select-High* afeta a esterçabilidade e estabilidade muito levemente, e apesar deste sistema permitir que uma roda trave, esta será sempre a que recebe uma menor carga, ou seja, de baixa influência prática. Entretanto esta técnica melhora a distância de frenagem. É feito um comparativo entre o sistema H-ALB (*Select-High Anti Lock Brake*) de 2 canais e 4 sensores com controle *Select-High* nas rodas dianteiras e *Select-Low* nas traseiras, o I-ALB (*Independent Anti Lock Brake*) com 3 canais e 4 sensores e controle independente nas rodas dianteiras e *Select-Low* nas traseiras e um veículo sem Sistema de Freios ABS. A comparação é feita em pistas rugosas (pistas em que μ_{PICO} é menor que $\mu_{\text{RODAS TRAVADAS}}$), pistas lisas e em manobras evasivas. Concluem que o ABS durante a parada em pistas rugosas têm um excesso de operação, ou seja opera mais ou antes do que o necessário. Isso faz com que se tenha um aumento da distância de parada.

O excesso de operação do ABS pode ser reduzido utilizando se o algoritmo *Select-High* nas rodas da frente e *Select-Low* nas rodas traseiras.

O uso deste sistema pode permitir o travamento de uma das rodas do eixo dianteiro, entretanto os efeitos deste travamento podem ser negligenciados com relação à perda da esterçabilidade.

KITA ET AL. (1986), fazem em seu trabalho, para Sistema de Freios ABS de 2 canais com 4 sensores com circuitos em diagonal e válvula controladora da pressão nas roda traseiras, a classificação das sistemáticas de controle. São elas:

Lógica A - *Select-Low* diagonal, onde o ABS é ativado em um dos circuitos quando a roda traseira ou dianteira deste circuito tender a travar.

Lógica B - *Rear Override* - O ABS é ativado quando em um dos circuitos a roda dianteira tender a travar. Não há nenhuma ação se a roda traseira travar, porém se a segunda roda traseira travar o ABS é ativado no circuito correspondente a esta roda.

Lógica C - *Front Override* - O ABS é ativado quando em um dos circuitos a roda traseira tender a travar. Não há nenhuma ação se a roda dianteira travar, porém se a segunda roda dianteira travar o ABS é ativado no circuito correspondente a esta roda.

Lógica D - *Double Override* - Não há nenhuma ação se uma roda dianteira travar, porém se a outra roda dianteira travar o ABS é ativado no circuito correspondente a esta roda. Analogamente Não há nenhuma ação se uma roda traseira travar, porém se a outra roda traseira travar o ABS é ativado no circuito correspondente a esta roda.

São proposta pelos autores outras lógicas de controle combinando as anteriores. São elas: Lógica AB - A lógica é proposta para compensar as falhas das lógicas A e B.

Na lógica AB o Sistema de Freios ABS fica alternando entre as lógicas A e B em uma base de tempo que varia com o tipo do veículo, que pode ser de 64 a 256 ms., mas que se mantém constante durante cada teste individual.

Lógica AX - Também proposta para compensar falhas das lógicas A e B a lógica AX é baseada na lógica A. Quando condições de superfícies do tipo μ -split (onde a pista contém diferentes coeficientes de fricção nos lados esquerdo e direito) são determinadas pelo Sistema de Freios ABS o controle do ABS muda a lógica para a lógica B.

2.7.2. Sistemática para ASR

SIGL & DEMEL (1990), mostram o estado da arte para sistemas de controle de tração para auto veículos.

Eles classificam os Sistemas de Controle de Tração a partir de seus métodos de intervenção para controle do escorregamento. São eles:

- Controle do Ângulo da Borboleta do Acelerador
- Controle da injeção de combustível / da ignição
- Frenagem das Rodas
- Controle do Escorregamento do Diferencial Eletrônico.

A partir desses métodos de controle, fazem a descrição de possíveis configurações de Sistemas de Controle de Tração e suas características em relação a Estabilidade Esterçabilidade e Tração disponível. Apresentam ainda as tendências para os sistemas com tração 4x4, dianteira e traseira. Apontam, como conclusão, o sistema com intervenção nos freios como maior tendência na área.

2.8. Modelos para Simulação de Freios ABS

Nesta seção são apresentados alguns modelos de veículos com os quais foram realizadas simulações de Sistemas de Freios ABS

2.8.1. Quarter Car

MAUER ET AL. (1994), apresenta um modelo *Quarter Car* ou seja o modelo de $\frac{1}{4}$ do veículo com o qual simula um controlador de Freios ABS com uma lógica do tipo *Fuzzy*.

O modelo em questão é mostrado pela figura 2.8.

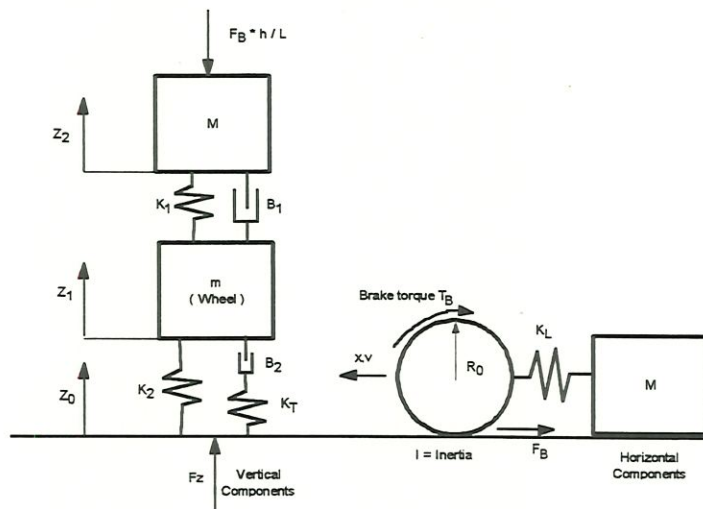


Fig. 2.8 Quarter Vehicle Model por Mauer et al., 1994

2.8.2. Single Track

LEFFLER (1994), Descreve o sistema de controle dinâmico DSC (*Dynamic Stability Control*) do BMW 850i. Este sistema controla o veículo através do Sistema de Freios ABS/ASR e do sistema de ignição/injeção eletrônica.

O DSC utiliza-se de um modelo *Single Track*, ou tipo Bicicleta, descrito na figura 2.9, para a simulação do veículo, além de medidas reais. No trabalho são feitas diversas comparações entre os sistemas DSC e ABS/ASR comuns.

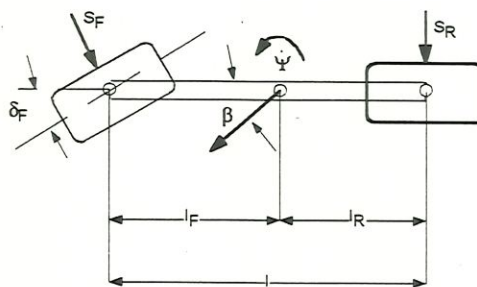


Fig. 2.9 Single Track Model por Leffler, 1994

2.8.3. Veículo Simplificado (*Simplified Car*)

MacADAM (1985), Faz em seu trabalho a simulação de um veículo equipado com Freios ABS. A simulação é realizada levando-se em conta o motorista (*“drive vehicle directional control performance during anti skid braking”*).

O modelo têm 6 graus de liberdade para a massa suspensa, *bonce* e rolamento para as massas não suspensas, graus de liberdade para a rotação das rodas e leva em conta a caixa de direção e suas características. O modelo do Sistema de Freios ABS, que é capaz de representar características relativamente complexas, foi usado para representar apenas as características do torque de frenagem. O modelo do motorista foi comparado com experimentos reais e mostrou-se capaz de representar as ações de controle de esterçamento em várias situações. É apresentado então os resultados da simulação para condições de alta aderência e aderência moderada. Conclui que o modelo utilizado na simulação suporta as observações e testes encontrados na literatura da área.

BOWMAN & LAW (1993), Descrevem a simulação e avaliação do sistema SCBS (Slip Control Braking System) ou sistema de Freios ABS com controle de escorregamento das rodas, usando um sistema não linear de um veículo com quatro rodas.

O modelo não linear de um veículo com 4 rodas considera o rolamento da massa suspensa, transferência de peso longitudinal e lateral, atraso na geração de força no pneu, esterçamento por rolagem (*roll steer*), e esterçamento. Este modelo têm 8 graus de liberdade: velocidade longitudinal e lateral do CG do veículo, taxa de rotação em

relação a Z (*yaw rate*), ângulo de rolamento da massa suspensa ou carroceira e velocidade rotacional das 4 rodas.

O modelo consiste de uma massa suspensa e duas massas não suspensas na frente e atrás interconectadas pelo eixo de rolamento do veículo. São consideradas os efeitos de transferência de carga lateral e longitudinal, geometria da suspensão e atraso na geração de força lateral nos pneus.

O movimento vertical na massa suspensa e o movimento vertical e rolamento da massa não suspensa são desconsiderados. A dinâmica do sistema de esterçamento não é modelada e é utilizado um modelo de pneu não linear. O modelo considera uma relação entre a força no pneu e o escorregamento longitudinal e o ângulo de escorregamento (*slip angle*).

São apresentados o ABS genérico “*Peak Seeking*” e o *Improved* ABS (IABS). O ABS genérico “*Peak Seeking*” têm como variável de controle a aceleração angular das rodas medidas a partir da informação de velocidade rotacional das rodas. Esse sistema mantém a aceleração angular dentro de certos limites tentando controlar o escorregamento comparando a aceleração angular das rodas com a aceleração angular da roda sem escorregamento (“*free rolling*”). Deste modo o sistema busca identificar a máxima adesão (pico) entre o pneu e o pavimento.

O sistema IABS (*Improved* ABS) é o sistema de Freios ABS onde a variável de controle é o escorregamento do pneu e não a aceleração angular das rodas. O cálculo do escorregamento é feito com base nas informações de velocidade angular das rodas, velocidade do veículo e aceleração do CG. É feita a descrição dos dois sistemas e apresentados os resultados das simulações.

CONNAIR ET AL. (1999), apresenta um modelo de veículo para a área de Chassis, genérico e corporativo desenvolvido pela Delphi que pode ser utilizado por diferentes grupos pelo fato de ser modular e de grande portabilidade.

O modelo deveria ser capaz de suportar:

- Simulações puras (com o código para todas as funções)
- Simulações com “*Hardware in the loop*” - ou sistema acoplado à simulação
- Simulações com “*Controller in the loop*” - ou controlador acoplado à simulação
- Simulações com “*Hardware & Controller in the loop*” - com controlador e sistemas acoplados à simulação

O modelo é composto dos “*Core modules*” ou módulos fundamentais e dos módulos externos, com mostra a figura 2.10.

Os módulos fundamentais são:

- Dinâmica do Veículo
- Pneu
- Motor / Transmissão (*Powertrain*)
- Direção
- Suspensão
- Freios

E os módulos externos são os módulos relacionados ao ambiente, motorista e controladores de sistemas com freios e suspensão, além do módulo de comunicação.

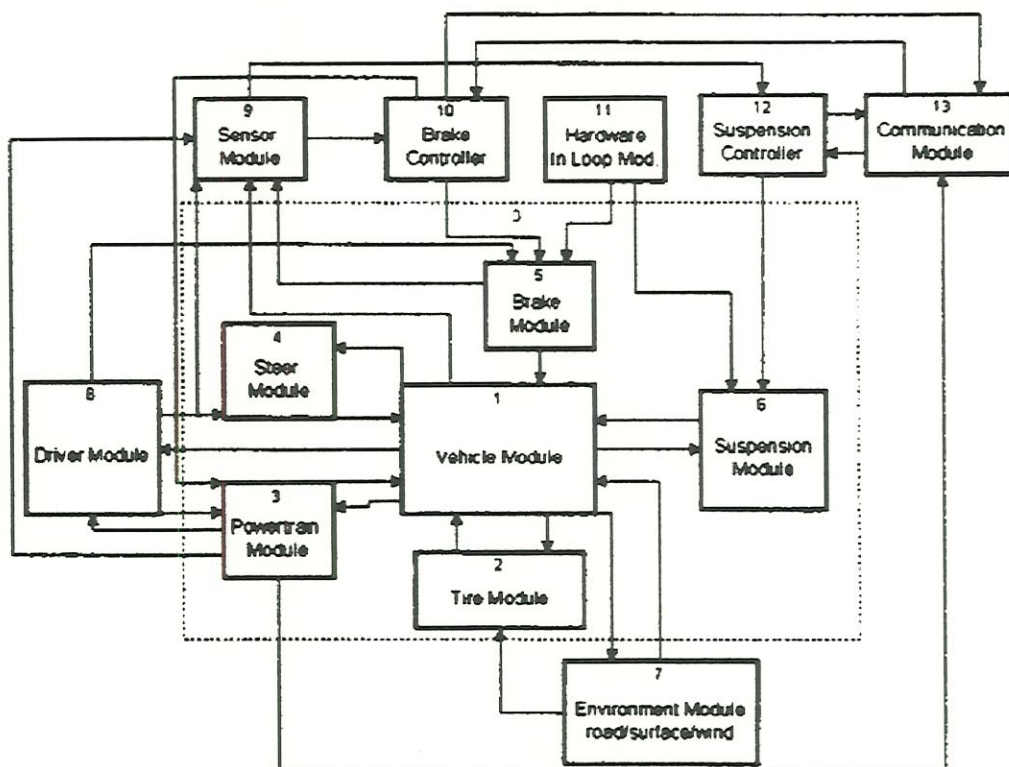


Figura 2.10 - Diagrama de Blocos do Modelo de Dinâmica do Veículo segundo CONNAIR ET AL. (1999).

Um outro requisito era ainda que o modelo tivesse um ambiente propício para o desenvolvimento de algoritmos. Isso sugeria um ambiente de simulação gráfica. A solução foi combinar o Ambiente de simulação gráfica SIMULINK® do MATLAB® e códigos fonte em linguagem C. Foram construídas “*S-functions*” do SIMULINK para cada um dos módulos e a interface com o C pode ainda gerar programas executáveis independentes.

A conclusão final é que o uso das “*S-functions*” do SIMULINK permite uma disposição gráfica do modelo enquanto retém a portabilidade de linguagem C preenchendo todos o requisitos de um modelo único corporativo.

2.9 Modelos do Contato Pavimento - Pneu

BERNARD & CLOVER (1995) desenvolvem em seu trabalho um modelo para o escorregamento longitudinal e lateral do pneu para simulações em alta e baixa velocidades bem como para uso em simuladores veiculares. O trabalho apresenta uma nova formulação para o escorregamento longitudinal e lateral em que a velocidade angular da roda e a velocidade longitudinal se tornam variáveis de estado ao invés de funções cinemáticas. Isso resulta numa solução tradicional em altas velocidades e boa aproximação para as situações de parada completa sem os problemas numéricos usuais.

O cálculo do escorregamento pode ser utilizado com qualquer modelo de pneu semi-empírico. Esta formulação será utilizada para calcular o escorregamento longitudinal nesse trabalho.

Para o escorregamento longitudinal é proposto:

$$\dot{s} + \frac{|u|}{B} * s = \frac{|u| - R * \omega * \text{sign}(u)}{B} \quad (2.1)$$

onde: s = escorregamento longitudinal do pneu em relação ao pavimento,

u = velocidade longitudinal,

R = raio do pneu,

ω = velocidade angular do pneu,

B = comprimento característico longitudinal de relaxamento.

Com isto têm-se as seguintes vantagens:

- Bom comportamento numérico em baixas velocidades, especialmente para $u = 0$,
- Solução apropriada em regime permanente,
- Sistema de Primeira Ordem caracterizado pelo comprimento característico longitudinal de relaxamento.

WADE ALLEN ET AL. (1995), em seu trabalho, descrevem as características e requisitos necessários a uma modelagem de pneu. O modelo conhecido como STIREMOD foi sumarizado nos seguintes tópicos:

- **Escorregamento e Força Compostos** - É o princípio fundamental do modelo. A função do escorregamento composto é quadrática no escorregamento longitudinal e lateral para ter-se uma interação elíptica. A Força de Saturação Composta aproxima-se da unidade para altos índices de escorregamento composto. É normalizada pela carga normal e coeficiente de atrito em relação ao solo.

- **Forças Horizontais** - A partir da força de escorregamento composta, força normal e escorregamento chega-se as forças longitudinal e lateral geradas pelo pneu.

- **Transição de rolamento para deslizamento** - Onde são desenvolvidas funções para a transição de rolamento para deslizamento ou altos índices de escorregamento.

- **Parâmetros Sensíveis à Carga** - Onde são colocadas as funções que são influenciadas pela carga a que o pneu está sujeito.

GUO & REN (1999), propõem um modelo de pneu com fricção não-isotrópica e distribuição de pressão de contato arbitrária. Estes itens são a base para uma expressão razoável do modelo semi - empírico para as forças geradas no pneu e o torque auto - alinhante em condições de escorregamento combinado (longitudinal e lateral). O desenvolvimento das expressões do modelo são realizadas detalhadamente e é feita a análise do efeito da distribuição da pressão de contato do pneu nas características mecânicas do pneu.

Os autores concluem que as relações entre a distribuição da pressão de contato, força longitudinal e torque auto - alinhante juntamente com as condições de contorno derivadas deste estudo são úteis para o estabelecimento de um modelo de pneu com melhor acuracidade e menor número de parâmetros. O modelo proposto não apenas reduz o tempo de simulação com mostra uma melhor correlação com dados experimentais.

3. Teoria da Frenagem

Após o levantamento do assunto na revisão bibliográfica, faremos a discussão do problema iniciando pela teoria envolvida. Revisaremos então a teoria básica relacionada à frenagem de um veículo.

3.1. Introdução

O sistema de freios de um veículo têm por finalidade proporcionar ao motorista uma ação segura de desaceleração, com ou sem a redução da velocidade a zero, conforme as condições de tráfego requeiram e obedecendo os requisitos preestabelecidos tanto pelo fabricante como pela legislação vigente.

Com base nesses requisitos faz-se o projeto de um sistema de freios para um veículo, onde o desempenho do sistema é condicionado a vários fatores como:

- Tipo dos freios (disco ou tambor)
- Tipo de fonte e transmissão de energia

- Distribuição e controle das forças de frenagem
- Carregamento do veículo
- Condições de operação do veículo
- Tipos de pavimento

Um veículo interage com a pista devido a forças de tração produzidas pelos pneus. Então toda força de aceleração, frenagem ou esterçamento é gerada em uma pequena área de contato do pneu com o pavimento, com isso apenas as forças menores ou iguais que o produto da força normal pelo coeficiente de fricção podem ser transmitidas pelo pneu. Portanto o sistema de freios ideal não pode utilizar mais tração do que o conjunto pneu - pavimento é capaz de gerar.

3.2 Equacionamento da Frenagem

A frenagem é relacionada principalmente à dinâmica longitudinal, ou seja, o comportamento do veículo na direção X e a rotação em torno do eixo Y (pitch) como mostrado na figura 3.1.

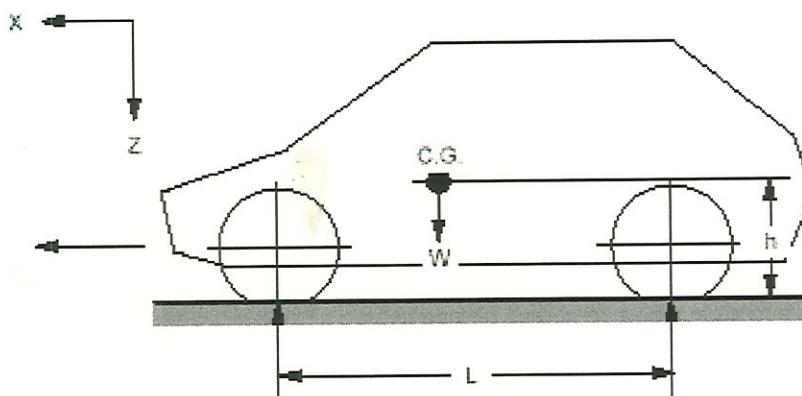


Figura 3.1 - Sistema de Coordenadas SAE no Plano Longitudinal (XZ)

As equações utilizadas são derivadas das equações de Newton-Euler aplicadas as inércias correspondentes no plano XZ.

Utilizamos então um modelo simplificado de veículo e as forças a que está sujeito como o mostrado na figura 3.2.

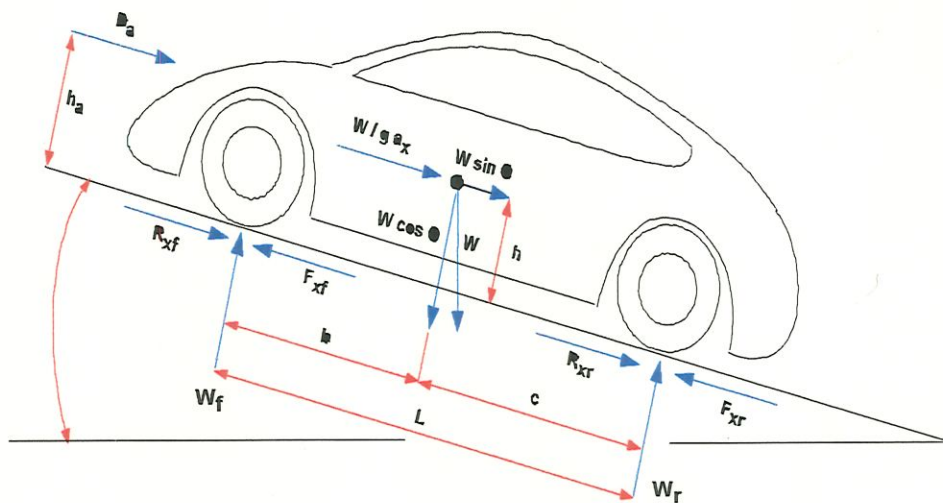


Figura 3.2 - Forças genéricas agindo em um veículo.

As forças e os momentos são normalmente definidos do modo que agem no veículo.

Então uma força positiva na direção longitudinal (eixo x) no veículo têm sentido para a frente do veículo. No modelo temos que:

W é o peso do veículo agindo no Centro de Gravidade.

Os pneus estão sujeitos a uma força normal à pista, W_f e W_r representando as cargas dinâmicas nos eixos dianteiro e traseiro. As forças de tração F_{xf} e F_{xr} e as forças de resistência ao rolamento R_{xf} e R_{xr} agem no plano da pista na região de contato do pneu (tire contact patch).

As forças de resistência ao rolamento são sempre na direção oposta ao deslocamento. As forças de tração positivas são geradas pelo motor / transmissão, enquanto as forças de tração negativas (forças de frenagem) são geradas pelo sistema de freios do veículo e D_a é a força aerodinâmica agindo no corpo do veículo.

Se o veículo estiver acelerando ao longo da pista, é conveniente representar o efeito como uma força inercial equivalente conhecida como força de d'Alembert, agindo no CG e de intensidade $\frac{W}{g} \cdot a_x$ na direção oposta à aceleração.

Após a modelagem das forças atuantes, fazemos a análise dinâmica do veículo.

A lei fundamental com a qual se inicia a análise dinâmica dos veículos é a *Segunda Lei de Newton*, que no caso da dinâmica longitudinal (frenagem e aceleração) nos dá:

para translação:

$$\sum F_x = M \cdot a_x \quad (3.1)$$

e para rotação:

$$\sum T_y = I_{yy} \cdot \alpha_y \quad (3.2)$$

Temos então para a frenagem:

$$\sum F_x = M a_x = -F_{xf} - F_{xr} - D_a - W \sin \Theta, \quad (3.3)$$

onde;

W= Peso do veículo,

a_x = Aceleração na direção x,

F_{xf} = Força de Frenagem no eixo dianteiro,

F_{xr} = Força de Frenagem no eixo traseiro,

D_a = Arrasto aerodinâmico,

Θ = Inclinação da Rampa (Aclive $\Theta > 0$ e Declive $\Theta < 0$).

Neste caso, os termos da força de frenagem nos eixos dianteiro e traseiro são agrupados convenientemente e são provenientes do torque de frenagem e da resistência ao rolamento, das perdas nos mancais e arrastos gerados pela transmissão.

3.3. Forças de Frenagem

O torque de frenagem gerado pelo sistema de freios através dos discos e tambores gera uma força de frenagem no solo que desacelera a roda e a transmissão.

Esta força de frenagem é:

$$F_b = \frac{T_b - I \cdot \alpha}{R} \quad (3.4)$$

onde:

T_b = Torque de frenagem,

R = raio do pneu,

I = Inércia da roda e componentes,

α = Aceleração angular da roda, como mostra a figura 3.3

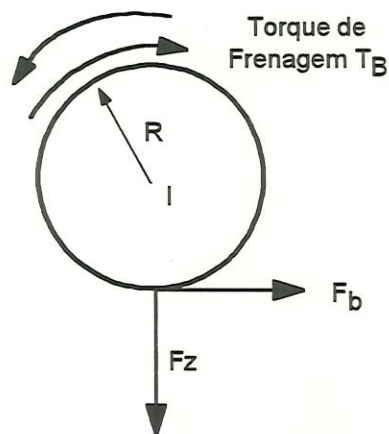


Figura 3.3 - Diagrama do corpo livre da roda.

Então, exceto quando há o travamento das rodas, α pode ser relacionado com a desaceleração do veículo através do raio da roda ($\alpha = \frac{a_x}{R}$), e I pode ser simplesmente agrupado com a massa do veículo para simplificação dos cálculos. Neste caso o torque e a força de frenagem podem ser relacionados por: $F_b = \frac{T_b}{R}$

As forças de frenagem podem ser previstas de acordo com a relação anterior, entretanto a força poderá crescer até o limite da fricção entre o pneu e o pavimento.

3.4. Mecanismos da geração de forças entre o pavimento e o pneumático

As forças de fricção entre o pneu e o pavimento são geradas por dois mecanismos. O primeiro mecanismo é a adesão entre a borracha e o agregado do pavimento. Esta componente é a maior dos dois mecanismos em pista seca, mas é substancialmente reduzida quando a pista contém água.

O segundo mecanismo é a histerese, que representa a perda de energia na borracha devido a deformação quando escorrega no agregado do pavimento.

A histerese não é tão afetada pela água e por isso para se conseguir uma melhor tração em pisos molhados se emprega borracha de alta histerese.

Tanto a adesão quanto a histerese dependem de um pequeno escorregamento entre o pneu e o pavimento. O escorregamento adicional é observado como resultado da deformação dos elementos de borracha da banda de rodagem do pneu para gerar e

sustentar as forças de frenagem. Isso nos mostra que a força de frenagem e o escorregamento são coexistentes.

Definimos então o escorregamento como:

$$\text{Escorregamento } s = \frac{u - \omega \cdot R}{u}, \quad (3.5)$$

onde:

s = escorregamento relativo do par pavimento - pneu

u = velocidade longitudinal do veículo,

O Coeficiente de Frenagem é a razão entre a Força de Frenagem (F_b) e a Força Normal no Pneu (F_z).

$$\mu_f = \frac{F_b}{F_z} \quad (3.6)$$

onde:

μ_f = coeficiente de frenagem,

F_b = força de frenagem,

F_z = força normal (ou Carga Dinâmica).

O coeficiente de frenagem é o coeficiente de fricção requerido do par pavimento - pneu para que a roda freada fique na iminência do travamento para uma dada força de frenagem. O coeficiente de frenagem varia de acordo com a força de frenagem aplicada e com a carga dinâmica nos eixos (força normal). Consequentemente é dependente da desaceleração do veículo devido a transferência de carga entre os eixos dianteiro e traseiro.

Analogamente definimos o coeficiente de fricção do par pavimento - pneu. O coeficiente de fricção é definido como a razão entre a força de fricção e a força normal na roda.

$$\mu = \frac{F_{fric}}{F_z} \quad (3.7)$$

μ é o coeficiente de fricção,

F_{fric} = força de fricção,

O coeficiente de fricção, devido a adesão e a histerese, aumenta com o escorregamento até um máximo de aproximadamente 20 %, dependendo das condições como mostra a figura 3.4. Em piso molhado a adesão é menor e conseqüentemente o coeficiente também o é. Em escorregamentos maiores que 20 %, o coeficiente diminui atingindo seu menor valor para um escorregamento de 100 %, ou seja, com as rodas travadas. Esta condição estabelece o coeficiente de escorregamento (μ_s).

O coeficiente de pico (μ_p) é o valor máximo do coeficiente de fricção, e conseqüentemente de frenagem, que pode ser obtido. Ou seja, estabelece a máxima força de frenagem que pode ser gerada com um determinado par pavimento - pneu.

Em uma frenagem, μ_p corresponde a maior força de frenagem que pode ser obtida mas o sistema é instável nesse ponto. Qualquer distúrbio nesta condição pode gerar um excesso de torque e isso geraria uma desaceleração excessiva da roda levando-a ao travamento. Apenas o alívio da força de frenagem poderia levar a roda novamente a condição de μ_p .

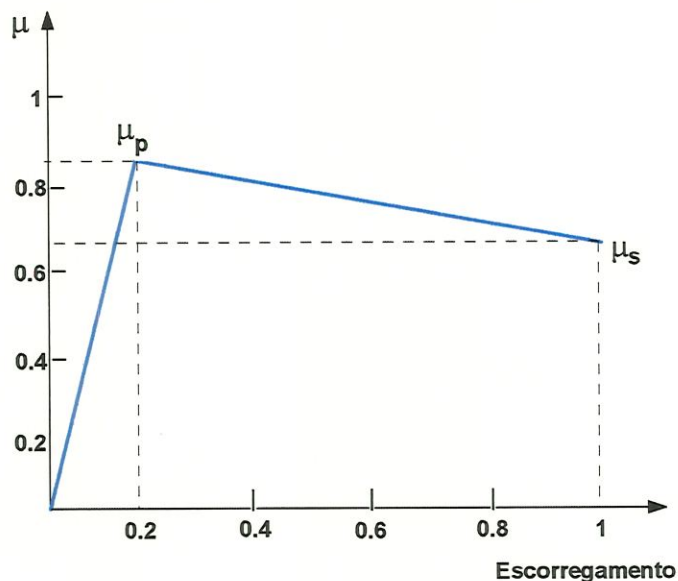


Fig. 3.4 - Gráfico Idealizado do Coeficiente de fricção do par pavimento - pneu.

3.5. Travamento das Rodas

O travamento das rodas é considerado como uma situação limite no desempenho do sistema de freios. Entretanto isso tem um grande impacto no comportamento do veículo. Uma vez travada, a roda perde a capacidade de gerar forças laterais que são necessárias para manter o veículo na trajetória.

O travamento do eixo dianteiro provoca a perda da capacidade de se esterçar o veículo, ou seja, ele continuará em linha reta, ignorando o esterçamento da direção. Já o travamento do eixo traseiro é ainda mais problemático pois ausência de forças laterais no eixo traseiro deixa o veículo instável e qualquer perturbação leva-o a girar, deixando-o sem controle como mostram as figuras 3.5 e 3.6.

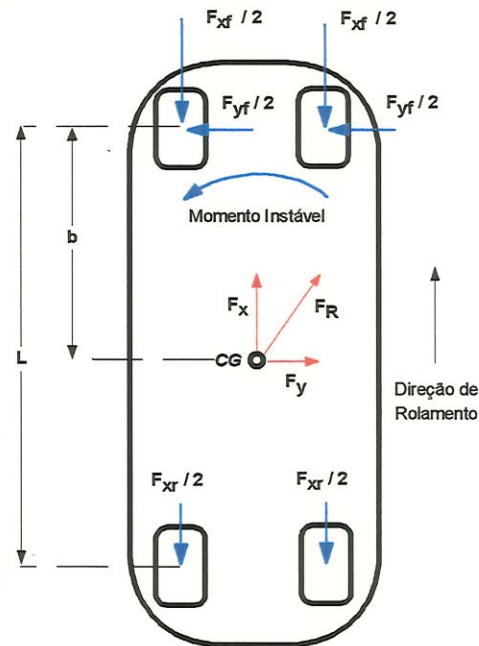


Fig. 3.5 - Veículo com as Rodas Traseiras Travadas - Movimento Instável.

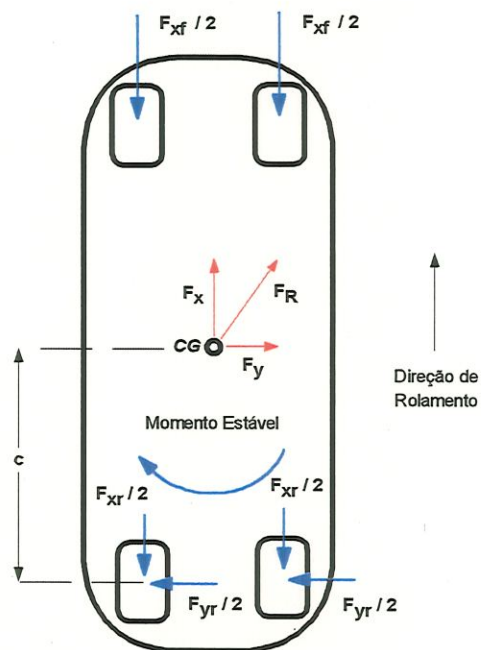


Fig. 3.6 - Veículo com as Rodas Dianteiras Travadas - Movimento Estável.

Portanto o balanceamento e distribuição das forças de frenagem é de vital importância para um bom desempenho do sistema de freios do veículo.

3.6. Distribuição de Forças de Frenagem

A força (ou o torque) de frenagem dos veículos é resultante do produto da pressão de aplicação e do Ganho de Frenagem (torque/pressão) até o ponto em que ocorre o travamento dos eixos.

O travamento reduz a força de frenagem e resulta na perda da habilidade de controlar o veículo. É consenso que o ideal seria que o veículo obtivesse o travamento de seus eixos simultaneamente, mas seria impossível cobrir totalmente a gama de condições a que o veículo está exposto. Portanto torna-se necessário balancear as forças de frenagem nos eixos dianteiro e traseiro. Este balanceamento ajusta as forças de frenagem nos eixos dianteiro e traseiro de acordo com a máxima força possível.

A máxima força de frenagem é determinada pelo máximo coeficiente de frenagem instantâneo e a força normal na roda, ou carga, instantânea ($F_{bmax} = \mu_p * F_z$).

Durante a frenagem há uma transferência de carga do eixo traseiro para o dianteiro devido a inércia do veículo. Então podemos dizer que a carga no eixo é a carga estática mais a contribuição da transferência de carga.

Portanto definimos a carga no eixo dianteiro como:

$$W_f = W_{fs} + W_d \quad (3.8)$$

onde:

$$W_{fs} = \frac{b}{L} \cdot W \quad \text{Carga estática no eixo dianteiro.} \quad (3.9)$$

$$W_d = \frac{h}{L} \cdot \frac{W}{g} \cdot D_x \quad \text{Transferência de carga dinâmica.} \quad (3.10)$$

Analogamente fazemos para o eixo traseiro:

$$W_r = W_{rs} - W_d \quad (3.11)$$

onde:

$$W_{rs} = \frac{c}{L} \cdot W \quad \text{Carga estática no eixo traseiro,} \quad (3.12)$$

L = Distância entre eixos

b = Distância do eixo dianteiro ao Centro de Gravidade

c = Distância do eixo traseiro ao Centro de Gravidade

g = Constante gravitacional.

E a máxima força de frenagem nos eixos dianteiro e traseiro:

$$F_{xmf} = \mu_p \cdot W_f \quad (3.13)$$

$$F_{xmr} = \mu_p \cdot W_r \quad (3.14)$$

Substituindo temos:

$$F_{xmf} = \frac{\mu_p \cdot \left(W_{fs} + \frac{h}{L} \cdot F_{xr} \right)}{1 - \mu_p \cdot \frac{h}{L}} \quad (3.15)$$

$$F_{xmr} = \frac{\mu_p \cdot \left(W_{rs} + \frac{h}{L} \cdot F_{xf} \right)}{1 + \mu_p \cdot \frac{h}{L}} \quad (3.16)$$

Então temos que a máxima força de frenagem do eixo dianteiro é dependente da força de frenagem do eixo traseiro através da desaceleração e associada à transferência de carga do eixo traseiro para o eixo dianteiro. Consequentemente o mesmo ocorre com

a máxima força de frenagem no eixo traseiro. A inter dependência das forças de frenagem é mostrada na figura 3.7.

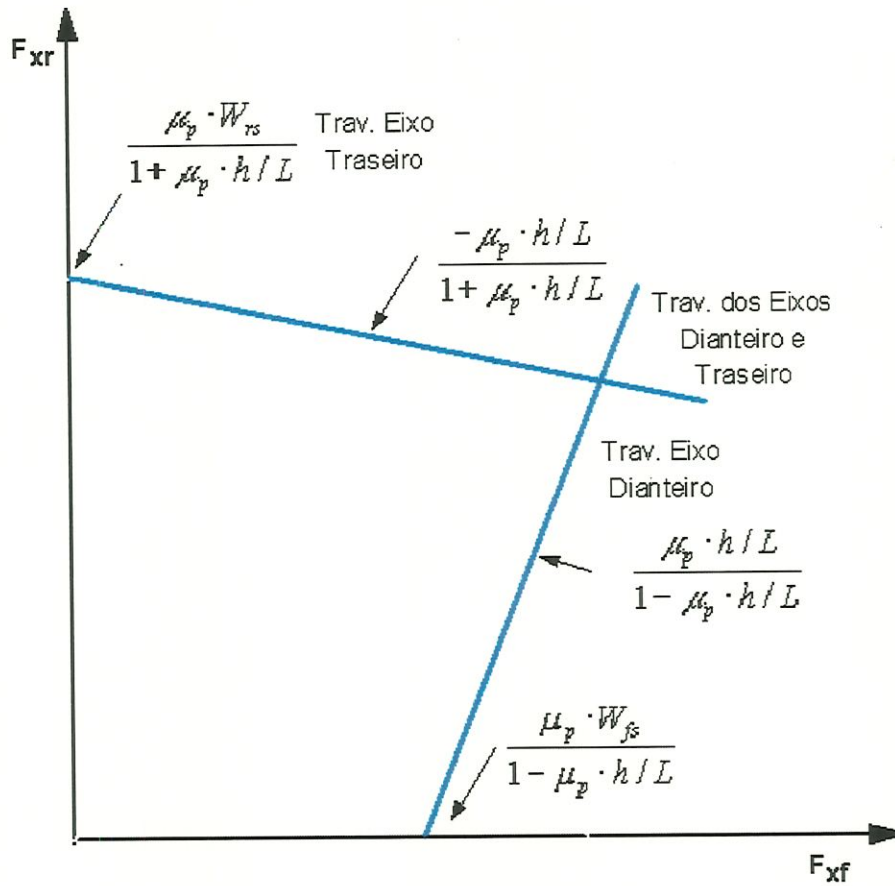


Figura 3.7 - Forças máximas de frenagem nos eixos dianteiro e traseiro.

3.7. Razão de Força de Frenagem (Brake Ratio)

Descreve a relação entre a força de frenagem entre os freios dianteiros e os traseiros pela pressão aplicada em cada freio e o ganho de cada um.



O primeiro desafio de um projetista de freios é a tarefa de escolher uma razão de frenagem que satisfaça todos os objetivos de projeto levando em conta vários tipos de pistas, distribuição de peso e altura do CG do veículo e condições do sistema de freios.

O fator primário determinante da razão de frenagem é o ganho dos freios utilizados nos eixos dianteiros e traseiros. A força de frenagem pode ser descrita como:

$$F_b = \frac{T_b}{R} = G \cdot \frac{P_a}{R}, \quad (3.17)$$

onde:

G = ganho de frenagem,

P_a = Pressão de aplicação.

O cálculo do ganho para um sistema de freio a disco como mostrado na figura 3.8 é:

$$F_d = \frac{2 * r_b * \mu_{rotor} * A_{pistao}}{R} * P_{hidr} = K_b * P_{hidr} \quad (3.18)$$

onde,

F_d = força gerada pelo sistema de freio a disco,

r_b = raio médio do disco onde o pistão atua,

μ_{rotor} = coeficiente de atrito entre a pastilha e o disco.

A_{pistão} = Área do pistão do freio a disco,

R = raio do pneu, como ilustra a figura 3.9.

Ter uma boa performance do sistema de freios em todas as situações em que o veículo pode vir a operar é uma tarefa difícil.

Para satisfazer todos os requisitos de frenagem, são incorporadas válvulas no sistema hidráulico que modifiquem a proporção das forças de frenagem nos eixos dianteiro e traseiro, pois uma distribuição constante não satisfaria todas as condições. Estas válvulas são conhecidas como válvulas proporcionais, mas em certos casos, elas sozinhas também não são suficientes. Então utiliza-se válvulas sensíveis a carga e válvulas inerciais, associadas as válvulas proporcionais, que ajustam o ganho de frenagem adequadamente.

E também são utilizados sistemas de Freios ABS que é o método mais versátil para ajustar a proporção do sistema de freios.

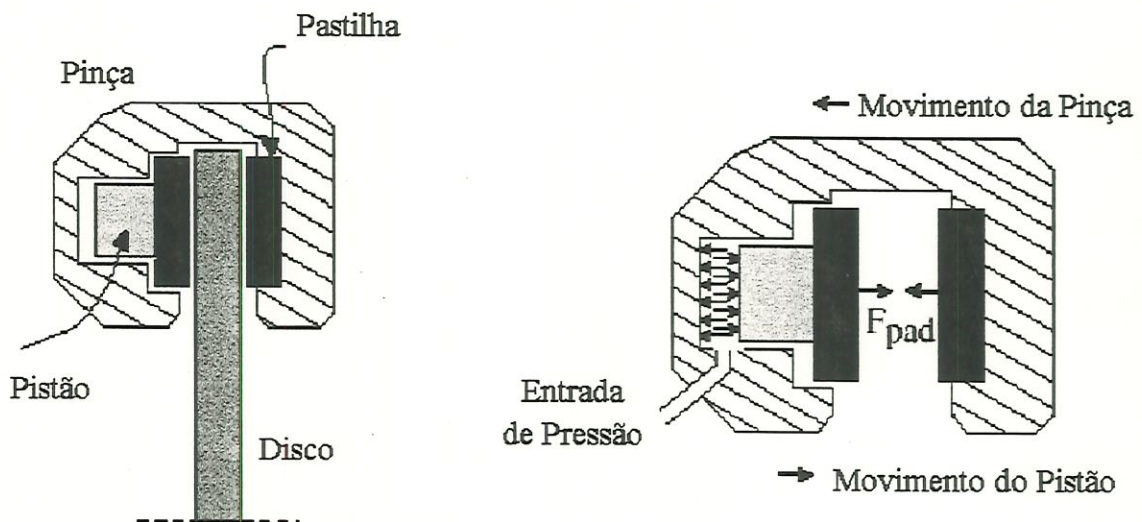


Figura 3.8 - Freio a disco.

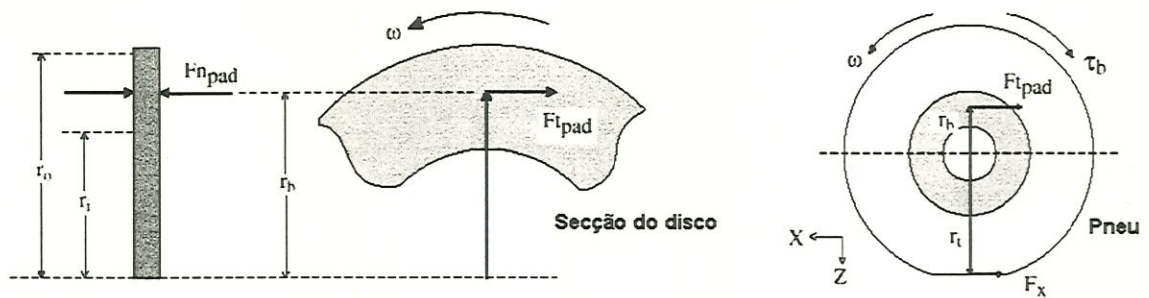


Figura 3.9 - Dimensões características do freio a disco.

Onde:

$F_{t\ pad}$ = força tangencial na pastilha,

$F_{n\ pad}$ = força normal na pastilha.

3.8. Sistemas de Freio Anti-blocante ABS (Anti-Lock Braking Systems)

Os Sistemas de Freios ABS previnem o travamento das rodas durante a frenagem. Em condições normais, o motorista opera o sistema da forma usual, entretanto em piso escorregadio ou em condições severas de frenagem, quando o motorista causa uma condição de frenagem em que as rodas tendem ao travamento, o ABS não permite o travamento das rodas, aliviando e modulando a pressão nas linhas de freio, ou seja, controlando a força de frenagem independente da força do pedal. Com esse ciclo, eles podem manter a roda numa condição próxima da máxima força de frenagem. Dependendo do sistema ele pode controlar a pressão para minimizar a aplicação e alívio dos freios. A figura 3.10 mostra o esquema de um Sistema de Freios ABS.

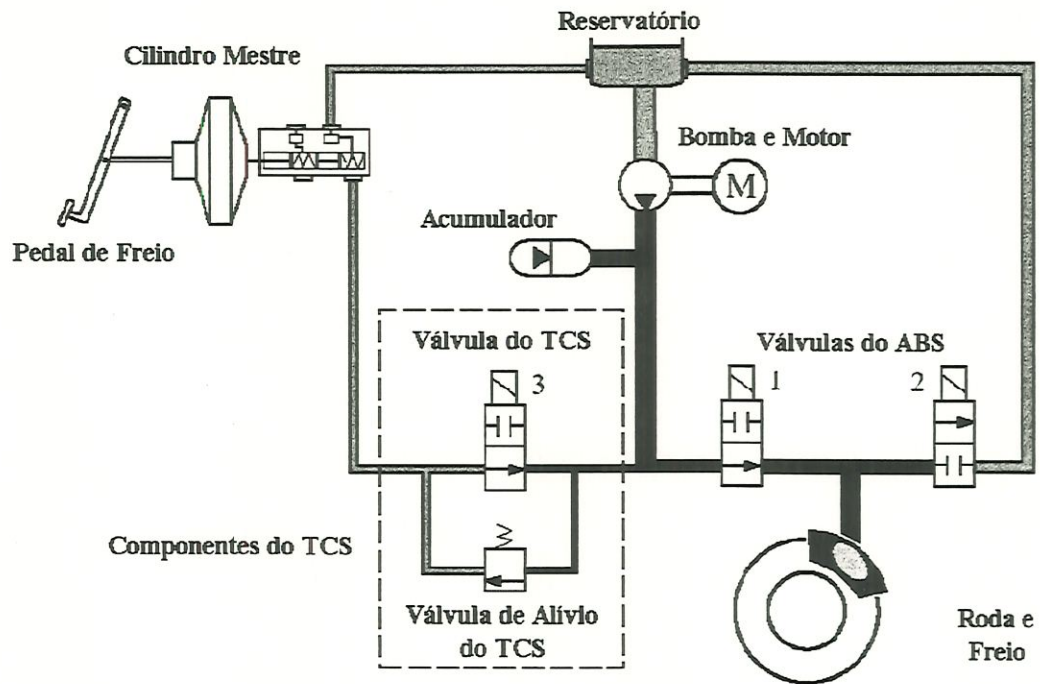


Figura 3.10 - Típico Circuito de Freios ABS.

Sistemas de Freios ABS "sentem" quando ocorre o travamento, aliviam a pressão nos freios e a reaplicam quando as rodas voltam a girar. Sistemas ABS modernos são capazes de aliviar a pressão antes da roda travar e modulam o nível de pressão para mantê-las o mais perto possível do pico de aderência entre o pavimento e o pneu. A figura 3.11 mostra a região de operação de um sistema de Freios ABS.

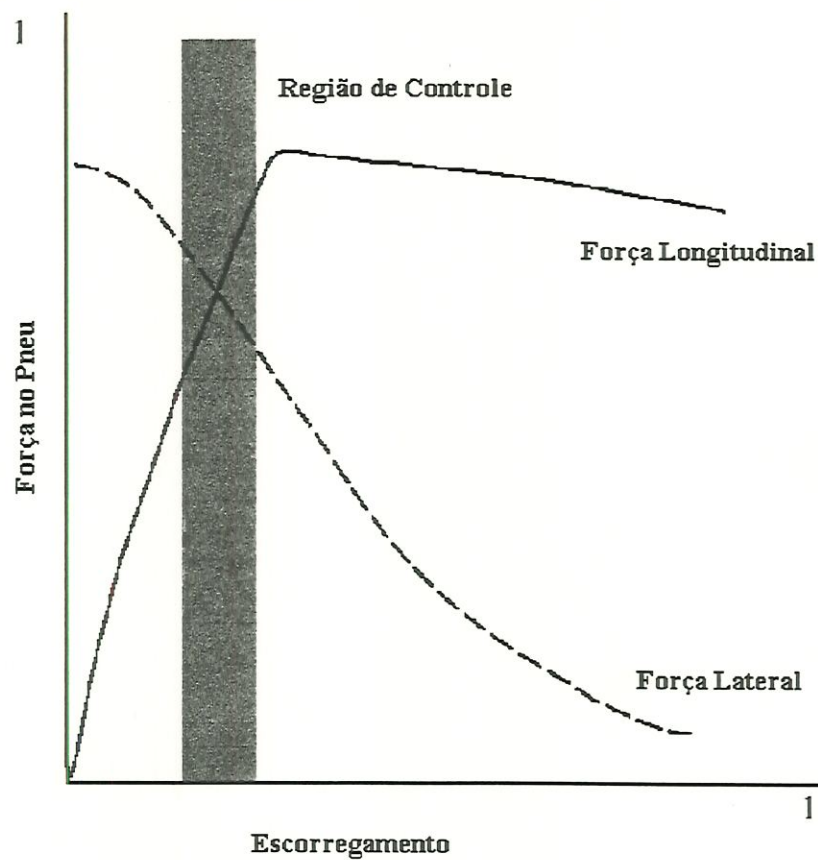


Figura 3.11 - Região de Funcionamento do ABS.

3.9. Eficiência dos Freios

O conceito de Coeficiente de Eficiência dos Freios foi desenvolvido com o objetivo de ser uma medida de performance do sistema de freios.

O Coeficiente de Eficiência dos Freios, η_b , pode ser definido como a razão da desaceleração real do veículo em comparação com a máxima desaceleração fisicamente possível em um dado conjunto pneu - pavimento ou seja o coeficiente de fricção disponível entre o pneu e o pavimento.

Então:

$$\eta_b = \frac{D_{real}}{\mu_p}, \quad (3.19)$$

onde:

D_{real} é a desaceleração real em g's.

μ_p = máximo coeficiente de fricção do par pavimento - pneu

O conceito de Eficiência é uma ferramenta útil para o projetista assegurar sucesso na otimização do sistema de freios do veículo.

O coeficiente de eficiência dos freios é determinado pelo cálculo das forças de frenagem, desaceleração, cargas dinâmicas, e coeficiente de frenagem de cada eixo como função da pressão de aplicação. Analogamente podemos defini-lo da forma:

$$\eta_b = \frac{\mu_f}{\mu_p}, \quad (3.20)$$

onde:

μ_f = coeficiente de frenagem real ou instantâneo.

Concluída a teoria da frenagem, podemos então caminhar para a modelagem do veículo onde aplicaremos os conceitos revisados neste capítulo bem como as referências citadas no capítulo dois - Revisão Bibliográfica.

4. Modelagem do Veículo

O desenvolvimento de um controlador de Freios ABS necessita de um ambiente computacional onde possa ser inserido um modelo de veículo, fundamental para simular a sua dinâmica, e um controlador que execute todas as tarefas que em teoria seriam realizadas pelo hardware do sistema de Freios ABS.

O software escolhido para este trabalho foi o MATLAB® versão 4.2 da MathWorks® e seu ambiente gráfico de simulação SIMULINK® versão 1.3. Este ambiente permite ao programador grande flexibilidade na modelagem e têm como grande vantagem o fato de não necessitar de profundo conhecimento do usuário como programador. Sua interface é bem intuitiva e seus requisitos de hardware o permitem rodar em máquinas modestas.

O processo de modelagem do veículo é dividido em três fases, onde o sistema real (veículo) é submetido a hipóteses simplificadoras e proposições tornando-se um modelo físico. O modelo físico é então submetido a leis e relações físicas e matemáticas e obtém-se deste modo o modelo matemático. O modelo matemático é implementado em um ambiente computacional, possibilitando a simulação. A figura 4.1 ilustra as fases da modelagem.



Figura 4.1 - Fases da modelagem de um veículo.

4.1 Modelo do Veículo “Half Car”

O modelo físico do veículo é aquele em que temos todos os subsistemas conectados, funcionando analogamente ao veículo real, submetido a hipóteses simplificadoras e considerações gerais. Neste trabalho o veículo é representado com apenas duas rodas, uma dianteira e outra traseira, conhecido como “*Half Car*” ou bicicleta, pois só é considerada a transferência de carga dianteira/traseira e a dinâmica em questão é a longitudinal (plano XZ) como mostra a figura 4.2 .

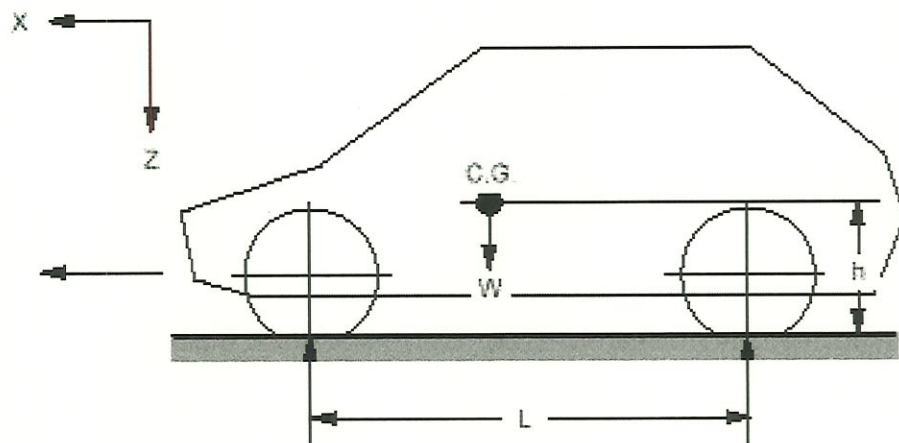


Figura 4.2 - Modelo Físico do veículo.

A partir do modelo físico constrói-se o modelo matemático do veículo baseado nas Leis de Newton-Euler, outras leis físicas e relações matemáticas. A implementação

matemática do modelo do veículo completo com Sistema de Freios Dianteiro e Traseiro, Sistema do Veículo (Chassis) e sistema do Controlador do ABS é mostrada na figura 4.3.

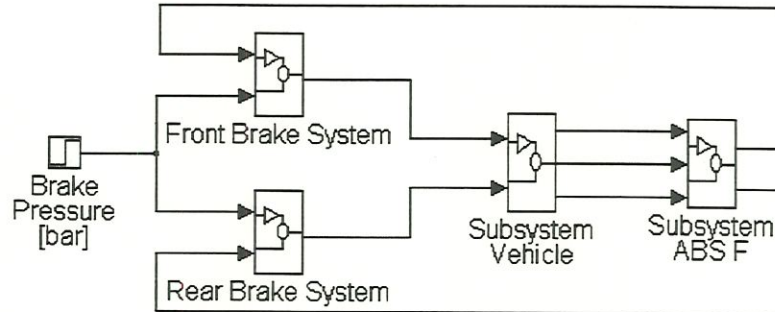


Figura 4.3 - Modelo do Veículo utilizado implementado no Simulink.

4.2 Subsistema de Freios Dianteiro e Traseiro

Os subsistemas de Freios Dianteiro e Traseiro têm como finalidade principal converter a entrada do motorista, ou seja a pressão gerada pelo cilindro mestre, em torque de frenagem nas rodas. No caso deste modelo foi considerado um veículo com freio a disco nas quatro rodas, como ilustra a figura 4.4 e 4.5.

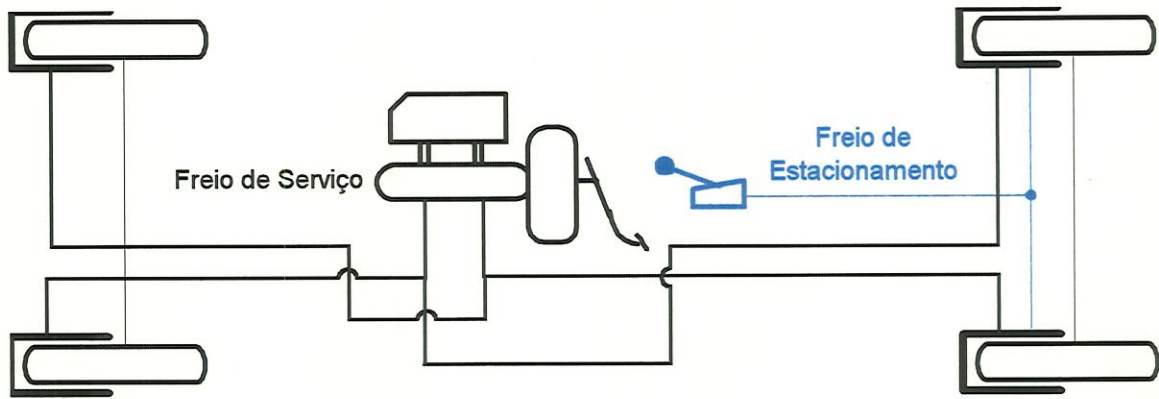


Figura 4.4 - Veículo com Freio a Disco nas quatro rodas.

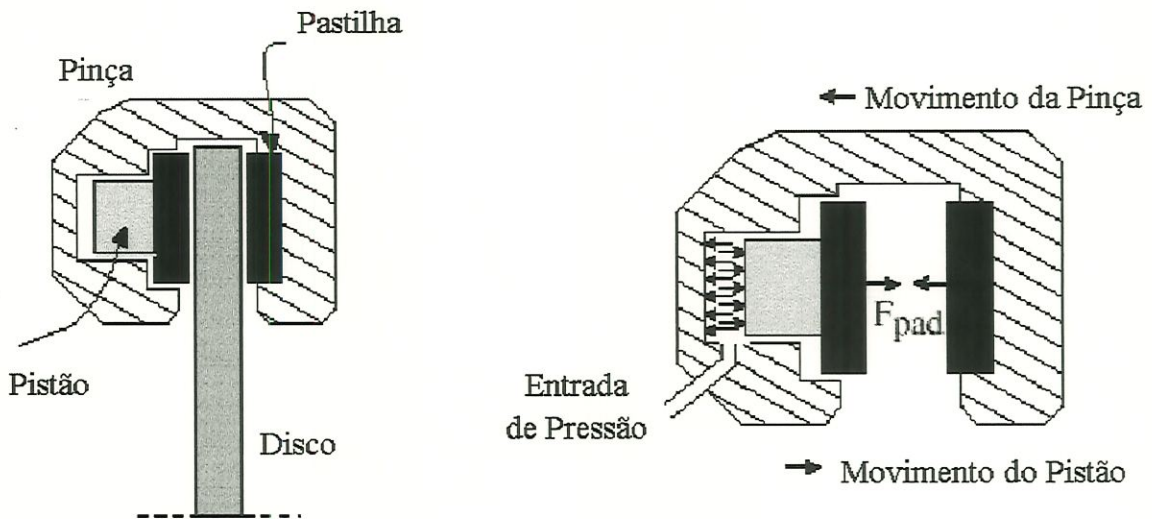


Figura 4.5 - Freio a Disco com pinça flutuante.

O modelo têm como entradas a pressão hidráulica gerada pelo motorista através do cilindro mestre e o sinal de comando do controlador do ABS.

O operador que faz o produto dessas entradas representa a válvula do ABS que modula a pressão no freio. A seguir, no modelo, é utilizada uma função de primeira ordem representando a resposta do sistema hidráulico com uma constante de tempo de 0.1 s como descrito por BOWMAN & LAW, 1993. Finalmente a função ganho representa a pinça de freio (*caliper*) transformando a pressão de entrada em força de frenagem.

O cálculo do ganho dos freios pode ser dado pela equação 3.18.

$$F_d = \frac{2 * r_b * \mu_{rotor} * A_{pistao}}{r_t} * P_{hidr} = K_b * P_{hidr} \quad (3.18)$$

A figura 4.6 ilustra as dimensões características do freio a disco.

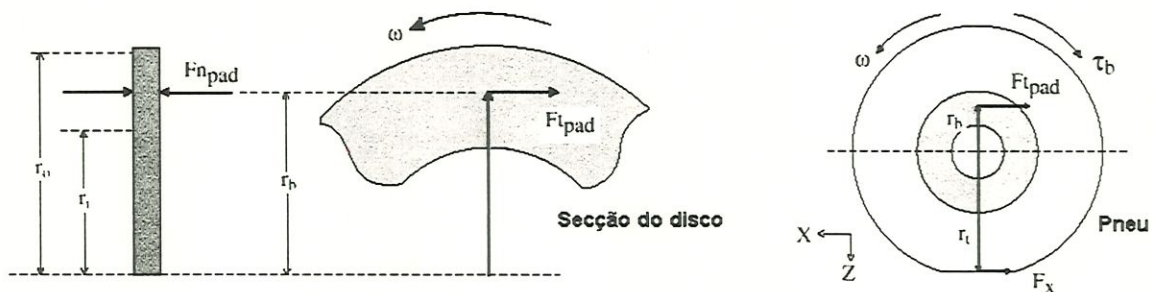


Figura 4.6 - Dimensões características do freio a disco.

No caso dos freios traseiros foi incorporada a função “*Lock-up Table*” do Simulink para representar a válvula proporcionadora dos freios, por meio de uma tabela de valores, que podem ser proporcionais à carga, desaceleração, pressão de entrada

(como neste caso), ou combinação das anteriores. A tabela 4.1 mostra os valores utilizados para a válvula proporcionadora e a figura 4.7 a respectiva curva.

Pressão de entrada (bar)	Pressão de saída (bar)
0	0
20	20
40	40
60	46
80	52
100	58
120	66
130	70

Tabela 4.1 - Tabela de valores da válvula proporcionadora.

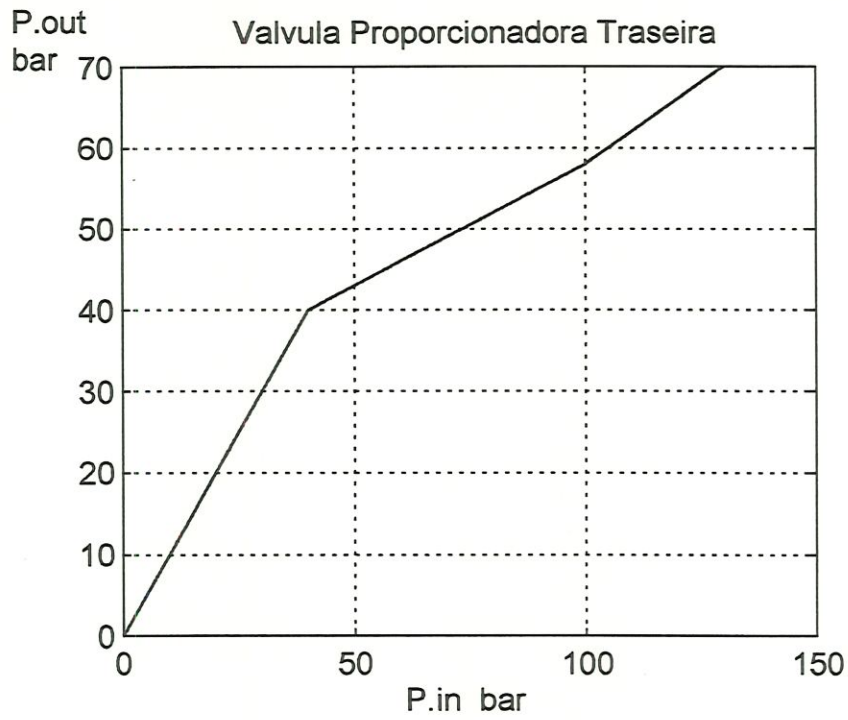


Figura 4.7 - Curva da Válvula Proporcionaladora

As figuras 4.8 e 4.9 ilustram os subsistemas de freios dianteiros e traseiros.

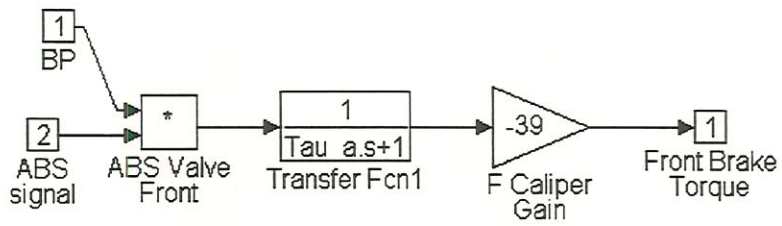


Figura 4.8 - Modelo do Sistema de Freio Dianteiro

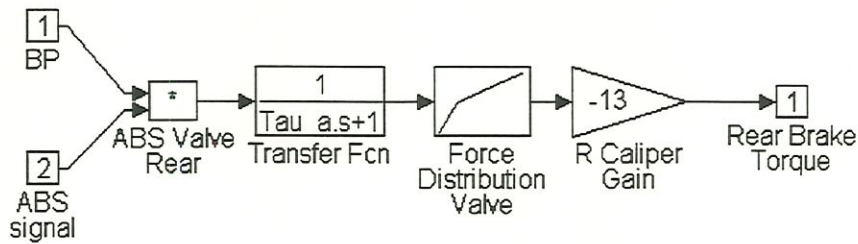


Figura 4.9 - Modelo do Sistema de Freio Traseiro.

4.3 Modelagem da Roda

O modelo do veículo se inicia pela modelagem de roda. O modelo da roda é onde se considera toda a dinâmica rotacional e as forças a ela relacionadas. A figura 4.10 ilustra o modelo da roda com a rotação de roda como único grau de liberdade. Temos como entrada o torque de frenagem aplicado, T_b e a força de frenagem gerada pelo pneu F_x e como saídas a velocidade de rotação da roda ω e a aceleração angular α .

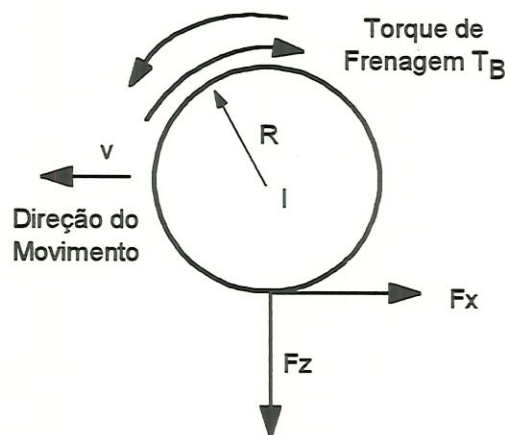


Figura 4.10 - Diagrama do corpo livre da roda.

Temos então:
$$\sum M_o = T_b - F_x * R = I * \alpha \tag{4.1}$$

onde:

T_b = torque de frenagem,

F_x = força de frenagem gerada pelo pneu,

R = raio externo do pneu,

I = momento de inércia do conjunto roda - pneu e outras massas girantes (disco de freio, semi-eixo, etc.) e

α = aceleração angular.

A partir da aceleração angular da roda podemos obter a velocidade de rotação. Ou

seja:
$$\omega = \omega_o + \int \alpha \cdot dt \quad (4.2)$$

onde:

ω = velocidade angular da roda,

ω_o = velocidade angular inicial ($t = 0$)

4.4 Modelo do Pneu

As forças aplicadas na dinâmica inercial do veículo são derivadas principalmente dos pneus. Estas forças, portanto, têm um efeito crucial na dirigibilidade do veículo, fazendo com que a modelagem das forças geradas pelos pneus seja de grande importância para a simulação do veículo.

A modelagem e simulação dos pneus quanto a geração de forças envolve várias relações de entrada / saída. Tipicamente elas incluem o escorregamento longitudinal, ângulo de câmbor e carga vertical como entradas e forças horizontais (longitudinal e lateral), momento auto-alinhante e deformação da banda de contato do pneu (*tire contact patch*) como saídas. As características do pneu devem ser descritas com um conjunto

mínimo de coeficientes que sejam convenientes, de sentido físico e facilmente obtidos a partir de testes de pneus padrão.

Para representar o pneu neste trabalho foi escolhido o modelo descrito no trabalho de WADE ALLEN ET AL., 1995. Para a simulação da dinâmica longitudinal apenas a força longitudinal do pneu é utilizada, sendo basicamente função do escorregamento longitudinal e carga vertical. As características de saturação da força longitudinal são de grande interesse para o estudo da performance dos freios, principalmente em condições limite.

No modelo, as forças horizontais têm uma transição suave da faixa linear para a saturação, próxima do coeficiente de pico de fricção e então a força cai para o coeficiente escorregamento ou de travamento. No caso de manobras combinadas (frenagem em curva) as forças produzidas (longitudinal e lateral) interagem de forma quadrática com o limite tipicamente descrito pela Elipse de Fricção.

A seguir são mostradas as equações utilizadas para o cálculo das forças nos pneus.

Escorregamento Composto:

$$\sigma = \frac{\pi * a_p^2}{8 * \mu_o * F_z} * \sqrt{K_c^2 * \left(\frac{s}{1-s}\right)^2} \quad (4.3)$$

Função de Saturação da Força:

$$f(\sigma) = \frac{c_1 * \sigma^3 + c_2 * \sigma^2 + \left(\frac{4}{\pi}\right) * \sigma}{c_1 * \sigma^3 + c_3 * \sigma^2 + c_4 * \sigma + 1} \quad (4.4)$$

onde:

c_1, c_2, c_3 e c_4 são coeficientes da função polinomial de saturação,

Força Longitudinal:

$$F_x = -f(\sigma) * \mu * F_z \quad (4.5)$$

Transição de Rolamento para Escorregamento:

$$\mu = \mu_o * [1 - K_\mu * s] \quad (4.6)$$

onde K_μ é o coeficiente de decaimento de μ com o aumento do escorregamento do pneu.

Coeficiente de Rigidez Longitudinal:

$$K_c = \frac{2}{a_{po}^2} * F_z * (CS/FZ) \quad (4.7)$$

onde CS/FZ é o coeficiente de CALSPAN para definir $\left. \frac{\partial F_x}{\partial s} \right|_s = 0$

Coefficiente de Pico entre Pneu e Pavimento:

$$\mu_o = (B_1 * F_z + B_3 + B_4 * F_z^2) * \frac{SN_o}{SN_T} \quad (4.8)$$

onde:

B_1 , B_3 e B_4 são os coeficientes de CALSPAN para definir o pico da força lateral de fricção.

SN_o é o “Skid Number” do pavimento e,

$SN_T = 85$ (Test Skid Number).

Comprimento da Superfície de Contato do Pneu:

$$a_{po} = 0.0768 * \frac{\sqrt{F_z * F_{ZT}}}{T_W * (T_P + 5)} \quad (4.9)$$

onde:

F_{ZT} é a carga de projeto do pneu na pressão de operação em libras,

T_W é a largura da banda do pneu em polegadas, e

T_P é a pressão de operação do pneu em psi.

Para pneus radiais $a_p = a_{po}$.

4.5 Cálculo do Escorregamento relativo do par pavimento - pneu

A utilização de modelos semi - empíricos de pneu para simulações em computador geralmente têm com entradas a carga vertical, o escorregamento longitudinal do pneu com relação ao pavimento e o ângulo de escorregamento lateral. Como a velocidade longitudinal é o denominador para o escorregamento longitudinal e para o ângulo de escorregamento lateral, o cálculo destas entradas gera problemas numéricos para valores baixos da velocidade longitudinal do veículo.

Para solucionar este problema, foi utilizado neste estudo o trabalho de **BERNARD & CLOVER, 1995**, onde é apresentada uma nova formulação para o escorregamento longitudinal na qual a função cinemática se torna uma variável de estado. O resultado é uma solução tradicional em altas velocidades e simulações com paradas de modo aceitável, ou seja, sem os problemas tradicionais. Além disso o modelo poder vir a ser usado com qualquer modelo de pneu.

Portanto a definição clássica de escorregamento para a frenagem, segundo a equação 3.5 é:

$$\text{Escorregamento } s = \frac{u - \omega \cdot R}{u}, \quad (3.5)$$

onde:

s = escorregamento longitudinal do pneu em relação ao pavimento

u = velocidade longitudinal do veículo,

e para a aceleração:

$$\text{Escorregamento } s = \frac{u - \omega \cdot R}{\omega \cdot R}, \quad (4.10)$$

Para o escorregamento longitudinal é utilizado:

$$\dot{s} + \frac{|u|}{B} * s = \frac{|u| - R * \omega * \text{sign}(u)}{B} \quad (2.1)$$

onde, B = comprimento característico longitudinal de relaxamento.

4.6 Controlador de Freios ABS

O controlador de Torque de Frenagem utiliza a teoria dos controladores ON - OFF. O controlador ON - OFF foi escolhido pelo fato de que a teoria de controle prega que para uma dada aplicação deve-se iniciar pelo sistema de controle mais simples, mais barato e mais robusto que atenda as especificações do projeto. Os controladores ON - OFF são os mais simples do ponto de vista de hardware. Entretanto, devido a sua não linearidade, sua análise foi, no passado, difícil ou mesmo impossível. Hoje em dia a simulação numérica digital resolve tais problemas.

Controladores ON - OFF podem ter várias formas. Um controlador de duas posições sem zona morta (*dead space*) é o mais simples deles.

A simplicidade do controlador é notada devido ao fato da variável manipulada só poder assumir dois valores possíveis de acordo com o sinal atuante E ser positivo ou negativo conforme pode ser visto na figura 4.11. O controlador têm a mesma ação seja o erro grande ou pequeno.

Apesar da não linearidade do sistema, podemos notar que o sistema é instável e que este oscilará em um ciclo limite. Isto se deve ao fato de M nunca ser zero; ou é positivo ou é negativo. Então a variável de controle é conduzida a frente ou a trás de um modo cíclico.

Um outro modo de se notar a instabilidade é olhando do ponto de vista energético. O controlador pode suprir energia ou material ao processo apenas em duas taxas discretas. Se nenhuma delas casa precisamente com a demanda, o controlador fica atuando trocando entre as duas taxas fixas, ou seja aumentando ou diminuindo a taxa demonstrando um ciclo limite instável.

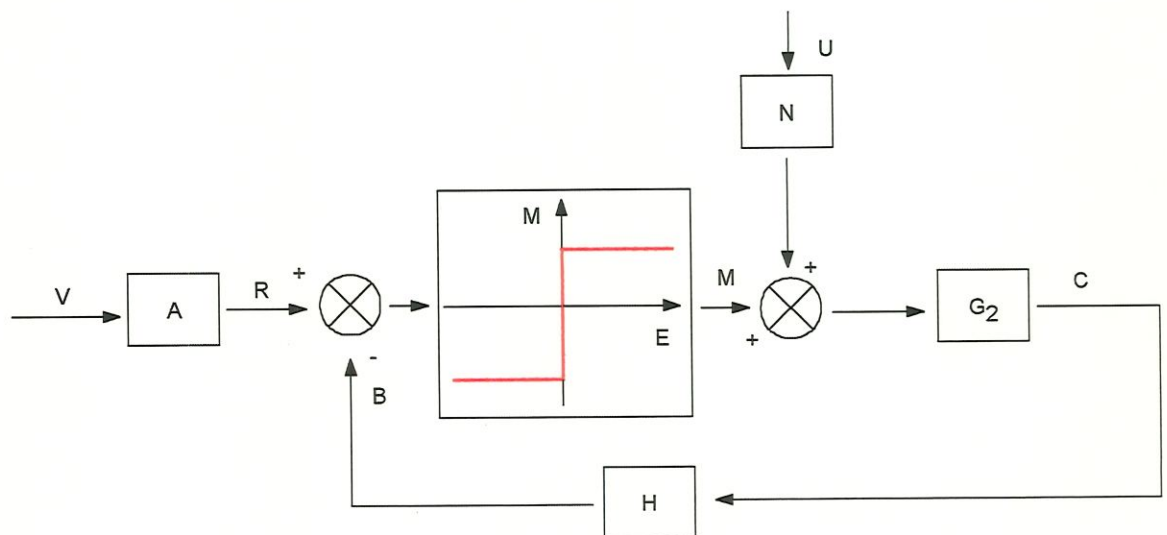


Figura 4.11 - Representação Esquemática de um Sistema com um Controlador ON - OFF
segundo **DOEBELIN, 1985**

Portanto os controladores ON - OFF são frequentemente limitados ciclicamente e o projetista deve avaliar a frequência e a amplitude do ciclo para julgar se o comportamento do controlador e do sistema é aceitável e se é fisicamente possível.

No modelo em questão foi utilizado um controlador ON - OFF com histerese denominado no Simulink de “*Relay*” como ilustra a figura 4.12.

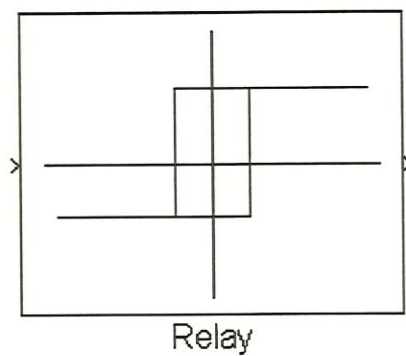


Figura 4.12 - Controlador ON - OFF com histerese

5. Resultados / Simulações

Após a conclusão da modelagem do veículo e da definição do controlador dos freios, faremos a simulação numérica do sistema. Utilizaremos o modelo do veículo sem o controlador dos Freios ABS e outro com o sistema ABS proposto.

As simulações do veículo a partir do modelo desenvolvido só tem validade após o confronto dos dados da simulação com os dados obtidos por um método aceito pela comunidade. A este processo chamamos de validação do modelo.

Os dados utilizados para validar um modelo poder ser provenientes de testes em veículos como testes de desempenho, de ensaios em modelos específicos como os ensaios aerodinâmicos, de testes em bancada com sistemas ou peças e até mesmo de modelos computacionais já conhecidos ou utilizados.

Na validação do modelo utilizado foram empregados valores de teste de frenagem realizados revistas especializadas com o veículo real e então foram confrontados com os valores calculados pelo modelo. Outros trabalhos com resultados semelhantes também serviram de referência para a validação qualitativa do modelo.

Segundo teste realizado pela revista **Quatro Rodas** (edição 463 de fevereiro de 1999) o veículo, um Ford Mondeo 2.5l V6 Ghia como o da figura 5.1, freia de 80 Km/h a zero em 27,0 m. O modelo do veículo em questão, em simulação realizada, sem o controlador de Freios ABS obteve uma distância de parada de 30.5 m e com o ABS proposto esta distância foi de 34,5 m.

O mesmo veículo testado pela revista **Auto Esporte** (edição 405 de fevereiro de 1999), obteve as seguintes distâncias de parada sem travamento das rodas segundo a tabela 5.1 onde se relacionam com os dados obtidos na simulação do modelo “*Best Stop*”, ou seja, sem travamento das rodas e sem controlador de Freios ABS.

	Revista Auto Esporte	Simulação - <i>Best Stop</i>
60 - 0 km/h	18.0 m	17.6 m
80 - 0 km/h	29.6 m	30.5 m
100 - 0 km/h	45.0 m	47.0 m

Tabela 5.1 - Distâncias de Parada - Ford Mondeo V6

A diferença entre os valores numéricos pode ser atribuída ao fato de estar sendo desconsideradas as forças aerodinâmicas no modelo, a aplicação dos freios ser uniforme e fixa nas simulações e ainda as condições da pista de testes não reproduzirem exatamente a condição padrão de asfalto consideradas para efeito de

cálculo. Entretanto podemos considerar os valores correlacionáveis e então validamos o modelo do veículo para estudo e análise dos dados gerados.

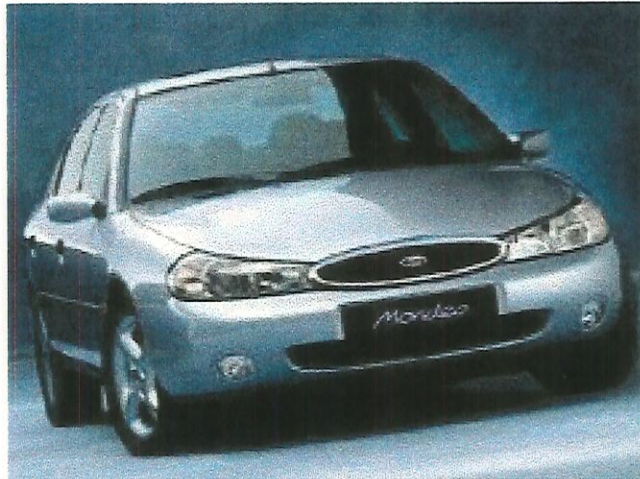


Figura 5.1 - Ford Mondeo 2.5i V6 Ghia.

A seguir são mostrados os gráficos das simulações de uma parada completa de 80 Km/h a zero, em pavimentos com $SN=0.85$ e $SN=0.5$ de um veículo sem ABS; onde se aplica a máxima força no pedal em que não ocorre o travamento das rodas de nenhum eixo, chamada de “*Driver’s Best Stop*” ou melhor distância de frenagem possível; onde ocorre o travamento do eixo dianteiro; onde ocorre o travamento dos eixos dianteiro e traseiro e do veículo com ABS onde uma força maior do que a requerida é aplicada pelo motorista, onde o veículo teria suas rodas travadas se não possuísse o sistema ABS, simulando a situação real em que em uma emergência, o motorista aplica uma alta força no pedal, sem modulação.

Parada de 80 Km/h a zero, SN=0.85 - Sem ABS e sem travamento

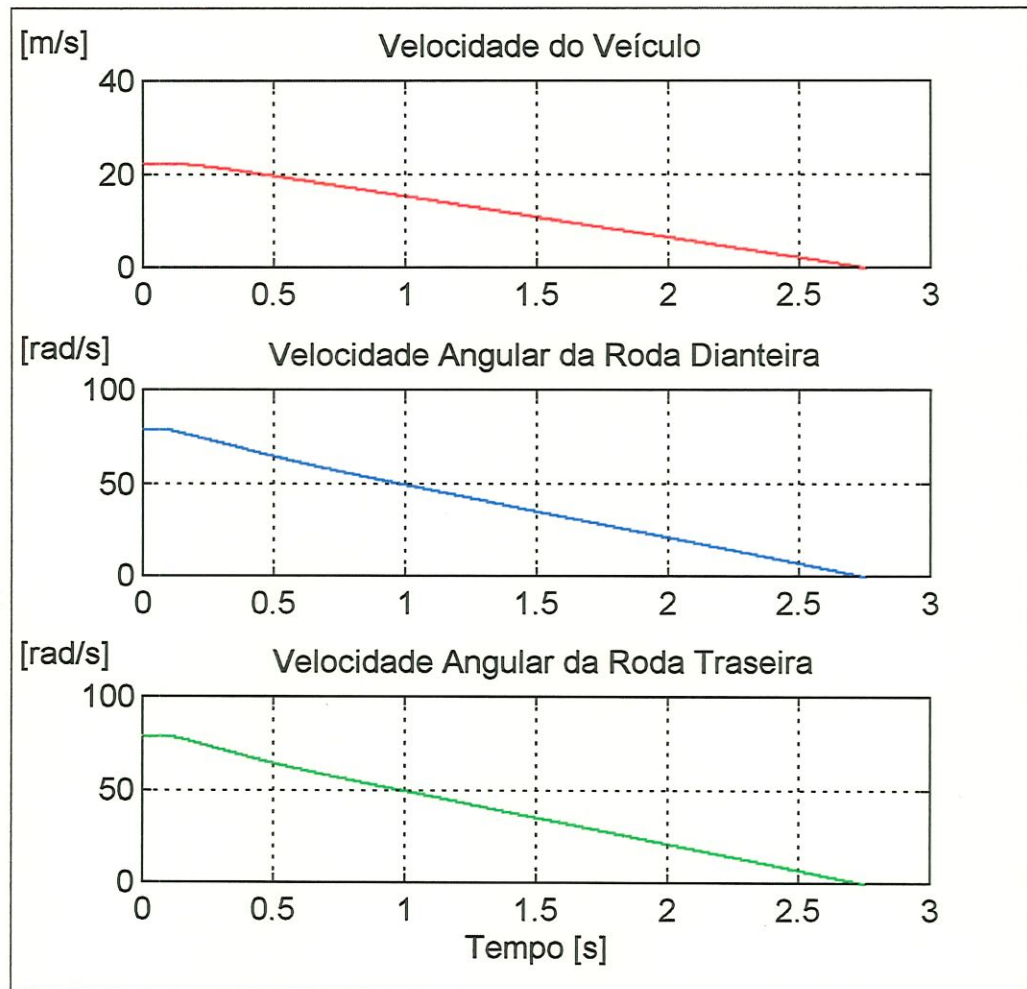


Figura 5.2 - Gráfico das Velocidades - S/ ABS, S/ Travamento, SN=0.85

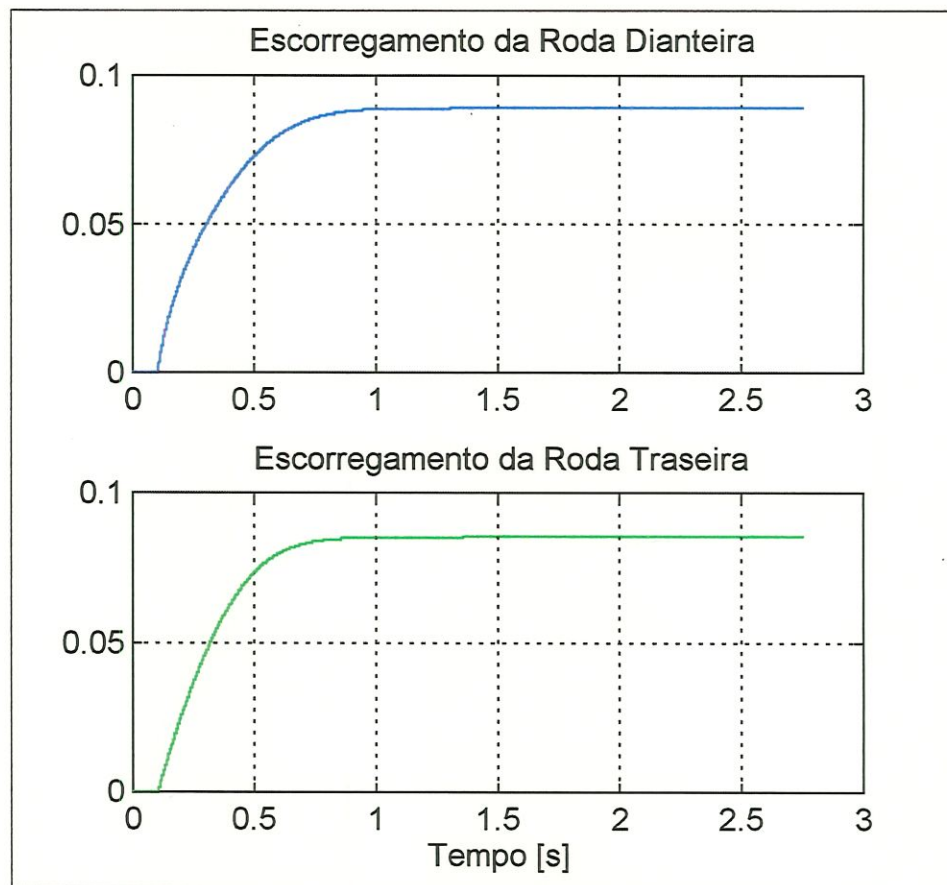


Figura 5.3 - Gráfico do Escorregamento das rodas - S/ ABS, S/ Travamento,
SN=0.85

Distância de Parada = 30.5 m

Aplicação dos Freios em $t = 0.1$ s

Pressão de Aplicação = 36 bar

Parada de 80Km/h a zero, SN=0.85 - Sem ABS e com Travamento do Eixo Dianteiro

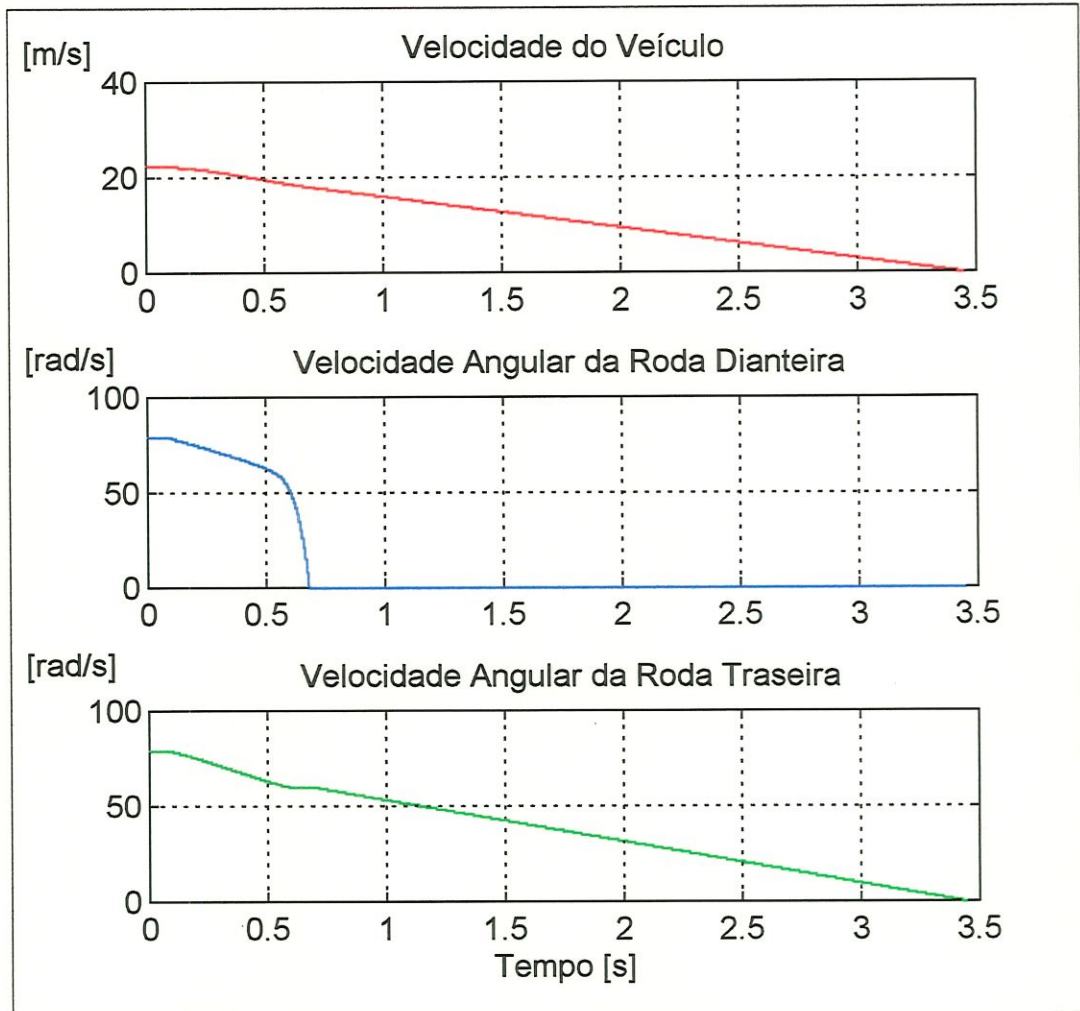


Figura 5.4 - Gráfico das Velocidades - S/ ABS, C/ Trav. Dianteiro, SN=0.85

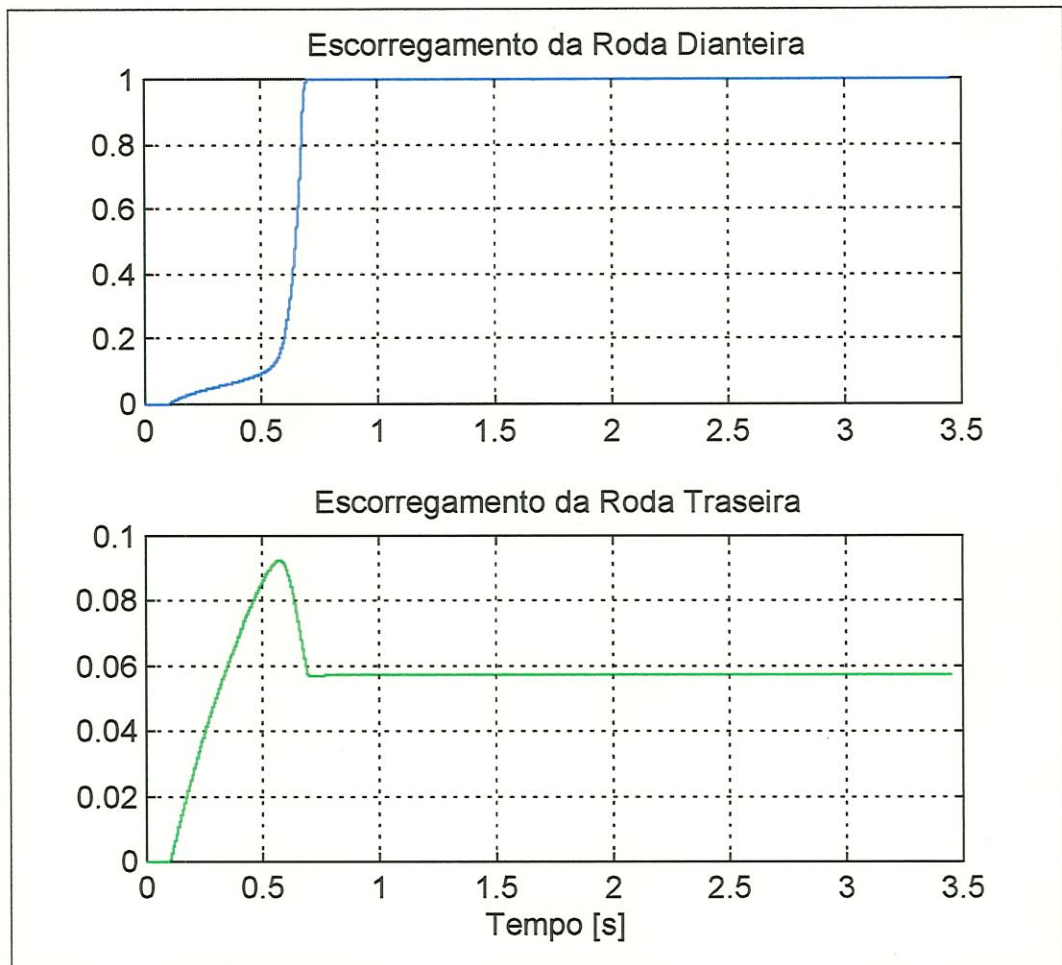


Figura 5.5 - Gráfico do Escorregamento das rodas - S/ ABS, C/ Trav. Dianteiro,

SN=0.85

Distância de Parada = 36.75 m

Aplicação dos Freios em $t = 0.1$ s

Pressão de Aplicação = 37 bar

Parada de 80Km/h a zero, SN=0.85 - Sem ABS e com Travamento do Eixo Dianteiro e Traseiro

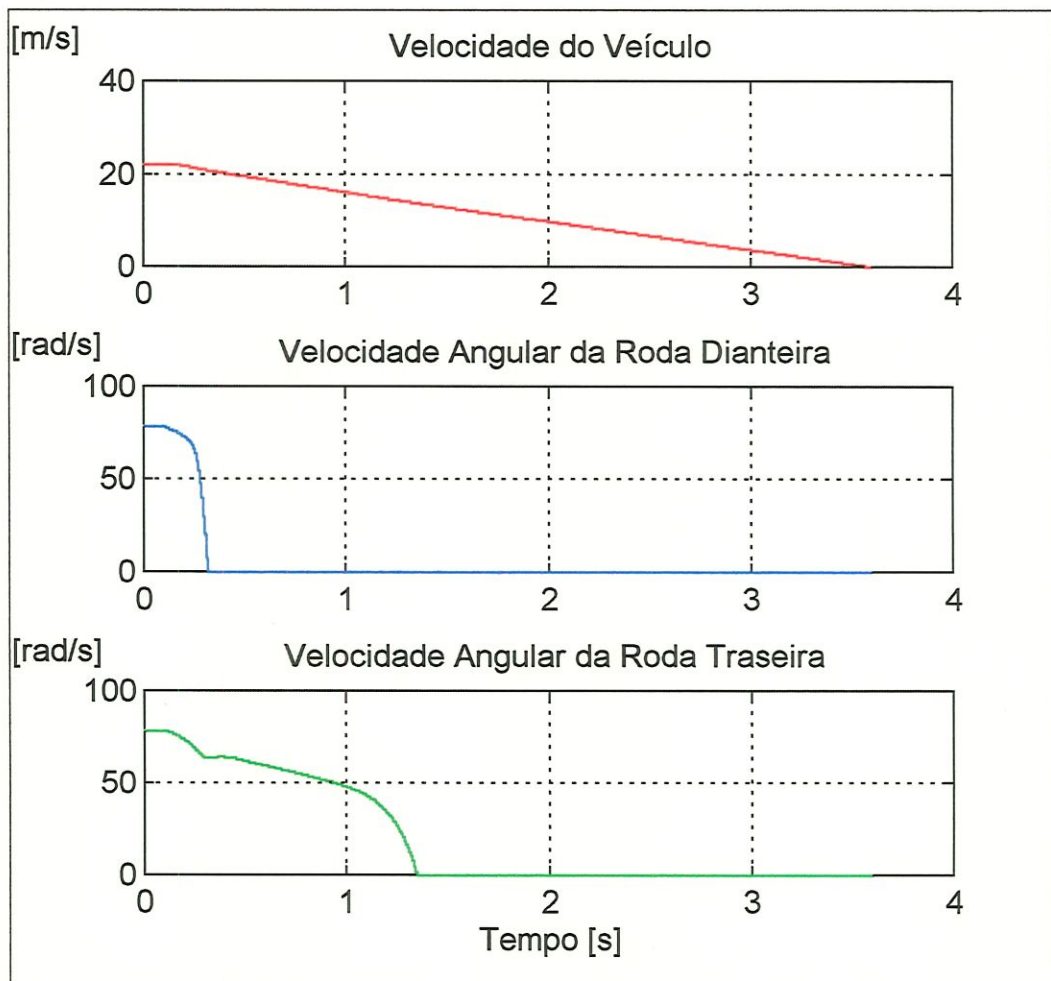


Figura 5.6 - Gráfico das Velocidades - S/ ABS, C/ Trav. Dianteiro. e Traseiro,

SN=0.85

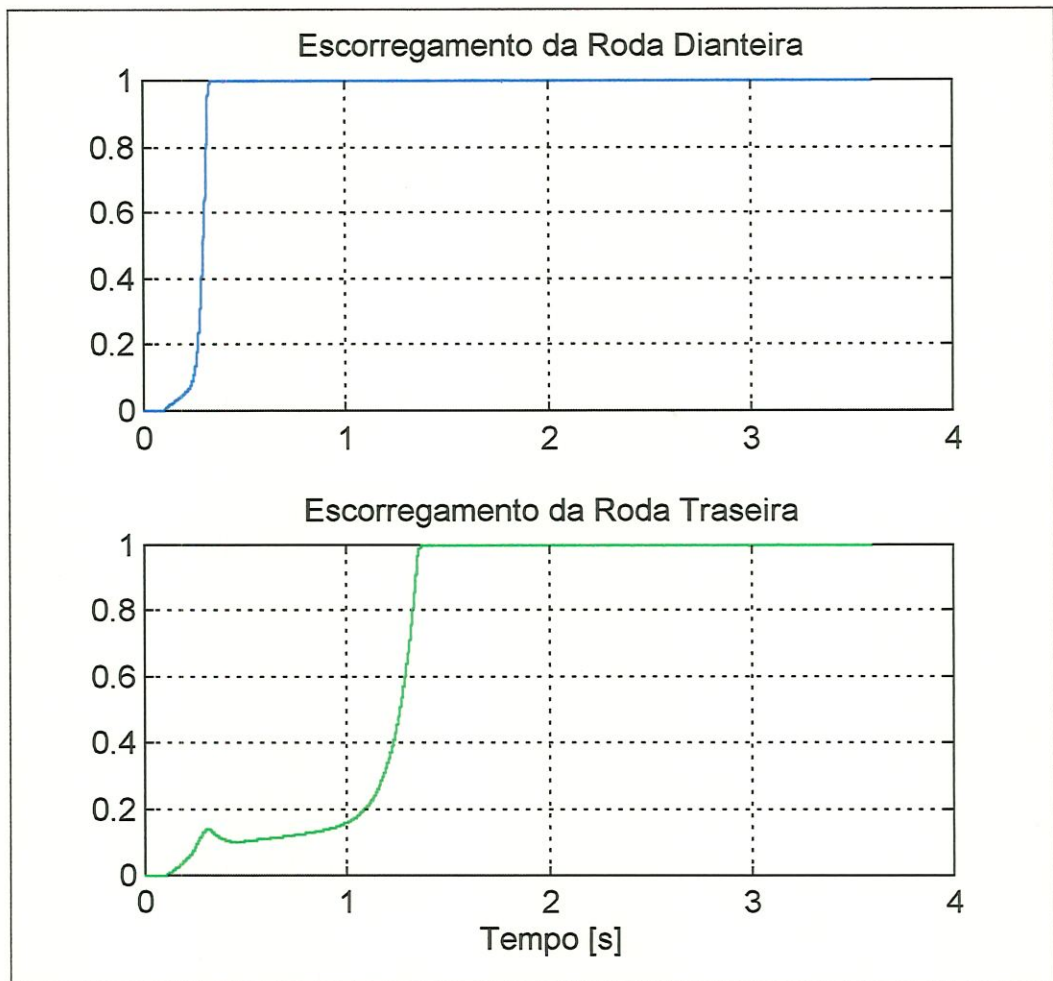


Figura 5.7 - Gráfico do Escorregamento das rodas - S/ ABS, C/ Trav. Dianteiro.
e Traseiro, SN=0.85

Distância de Parada = 38.0 m

Aplicação dos Freios em $t = 0.1$ s

Pressão de Aplicação = 50 bar

Parada de 80Km/h a zero, SN=0.85 - Com ABS

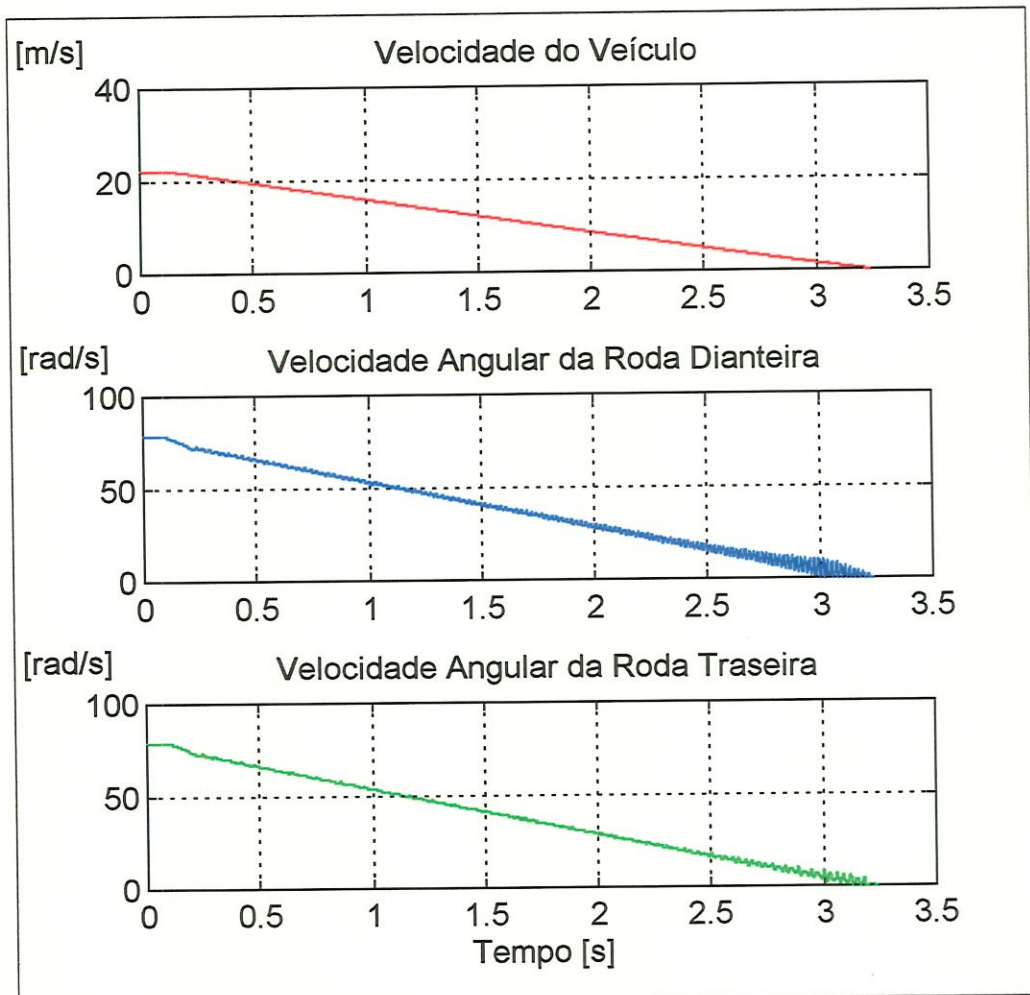


Figura 5.8 - Gráfico das Velocidades - C/ ABS, SN=0.85

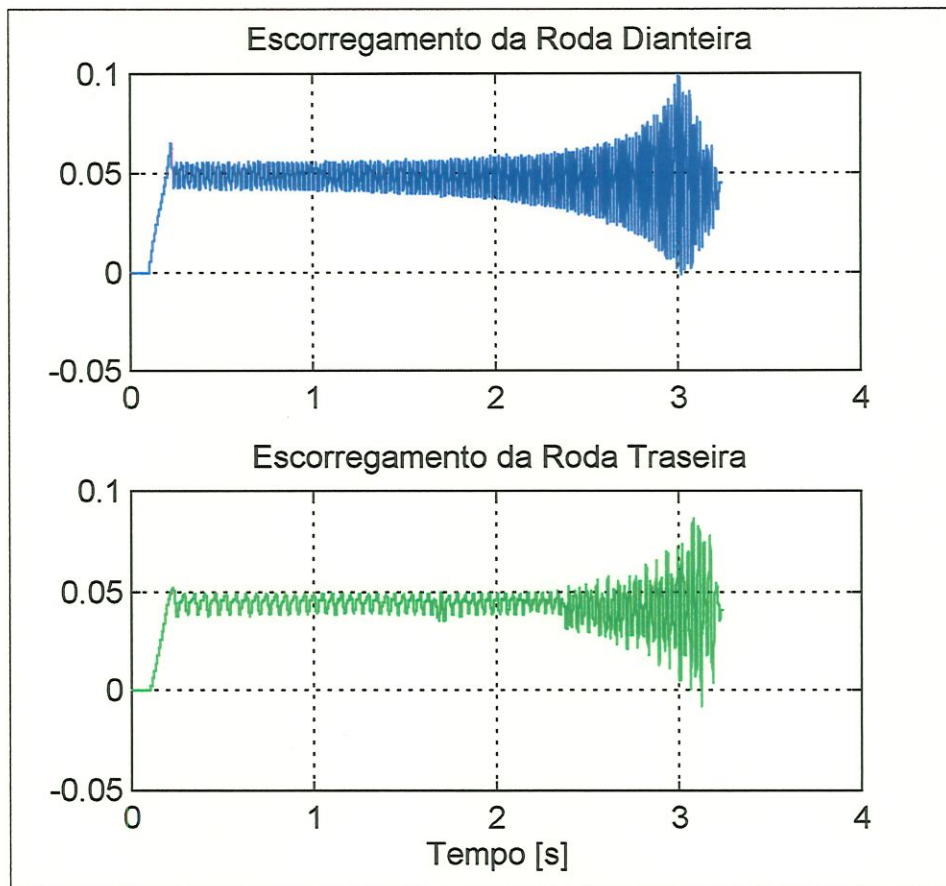


Figura 5.9 - Gráfico do Escorregamento das rodas - C/ ABS, SN=0.85

Distância de Parada = 34.5 m

Aplicação dos Freios em $t = 0.1$ s

Pressão de Aplicação = 50 bar

Parada de 80 Km/h a zero, SN=0.5 - Sem ABS e sem travamento

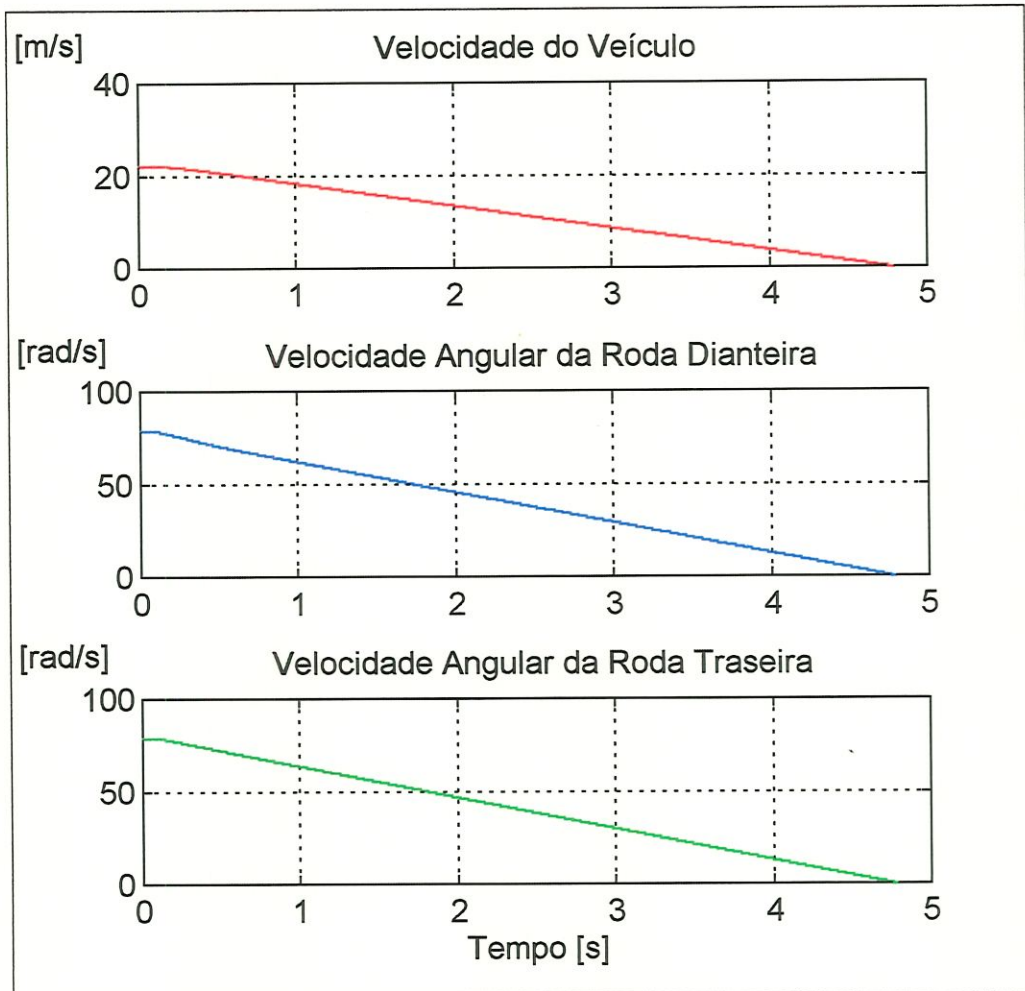


Figura 5.10 - Gráfico das Velocidades - S/ ABS, S/ Travamento, SN=0.5

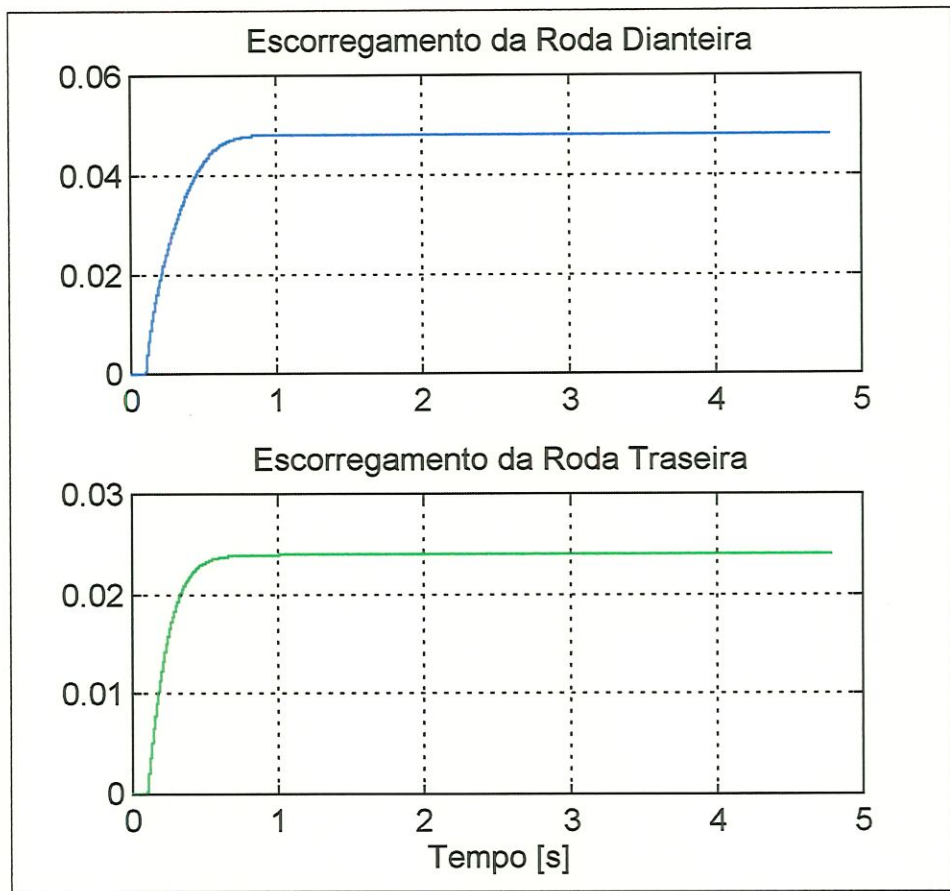


Figura 5.11 - Gráfico do Escorregamento das rodas - S/ ABS, S/ Travamento,

SN=0.5

Distância de Parada = 53.2 m

Aplicação dos Freios em $t = 0.1$ s

Pressão de Aplicação = 20 bar

Parada de 80Km/h a zero, SN=0.5 - Sem ABS e com Travamento do Eixo Dianteiro

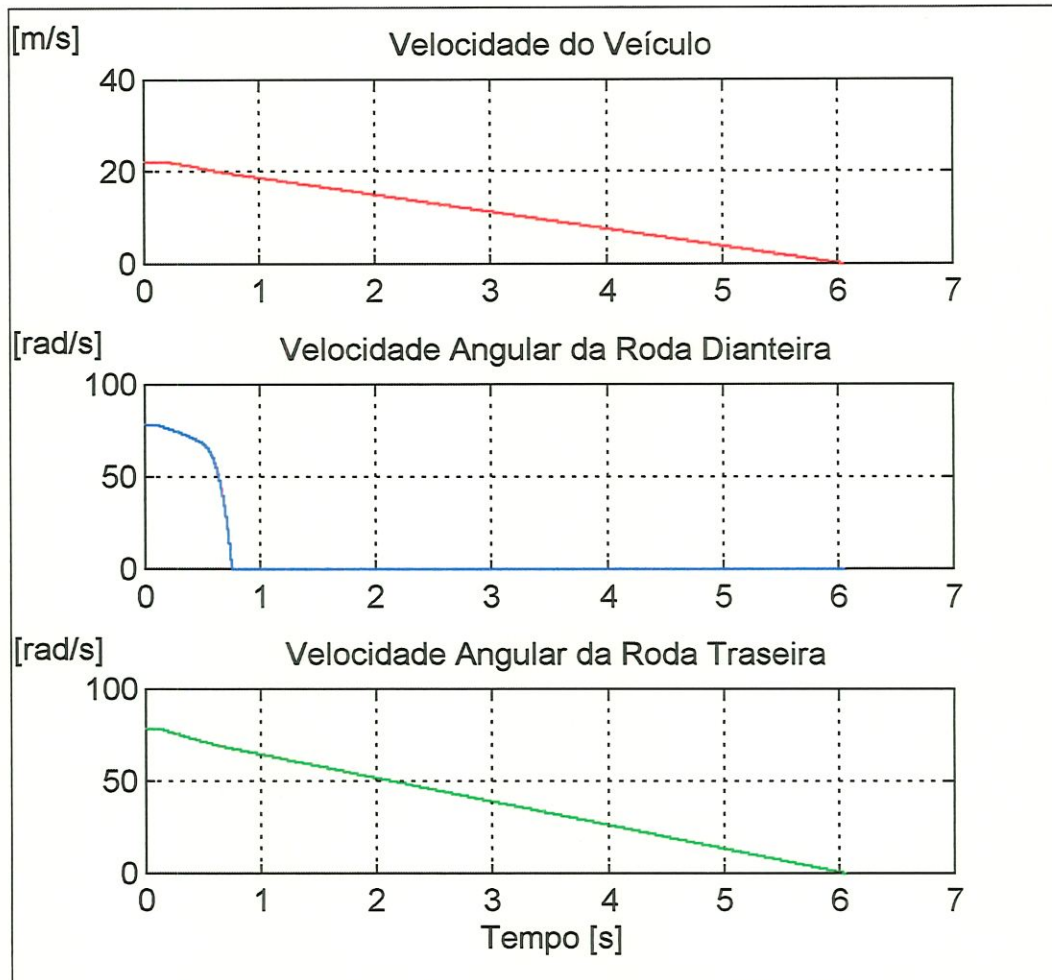


Figura 5.12 - Gráfico das Velocidades - S/ ABS, C/ Trav. Dianteiro, SN=0.5

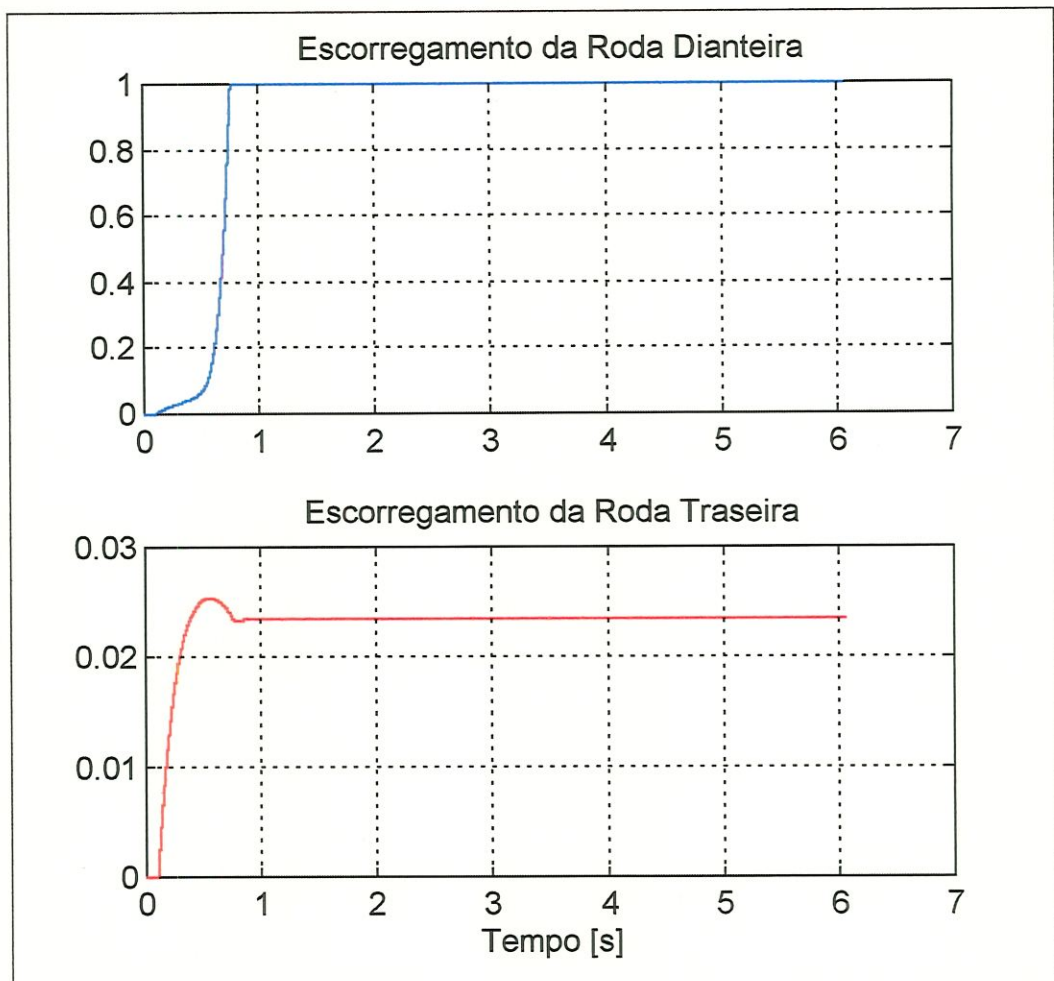


Figura 5.13 - Gráfico do Escorregamento das rodas - S/ ABS, C/ Trav.

Dianteiro, SN=0.5

Distância de Parada = 65.6 m

Aplicação dos Freios em $t = 0.1$ s

Pressão de Aplicação = 21 bar

Parada de 80Km/h a zero, SN=0.5 - Sem ABS e com Travamento do Eixo Dianteiro e Traseiro

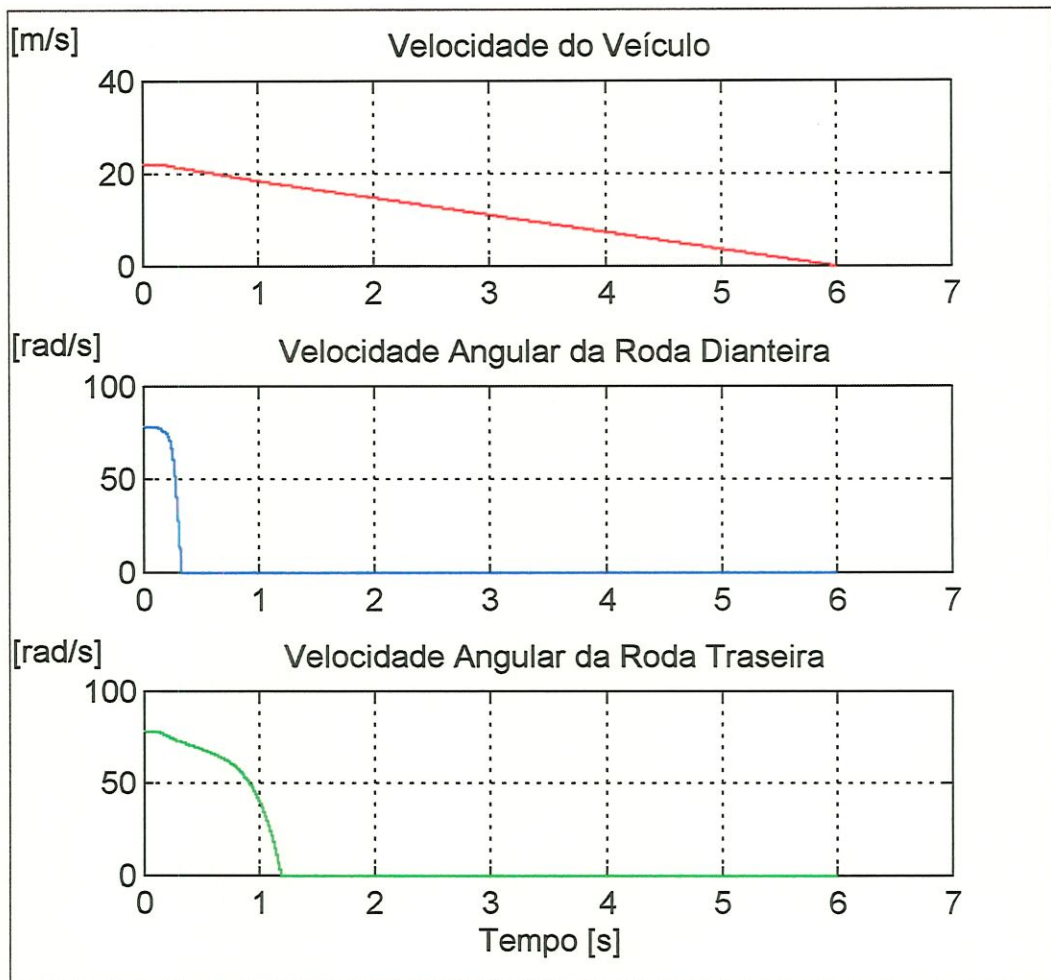


Figura 5.14 - Gráfico das Velocidades - S/ ABS, C/ Trav. Dianteiro. e Traseiro, SN=0.5

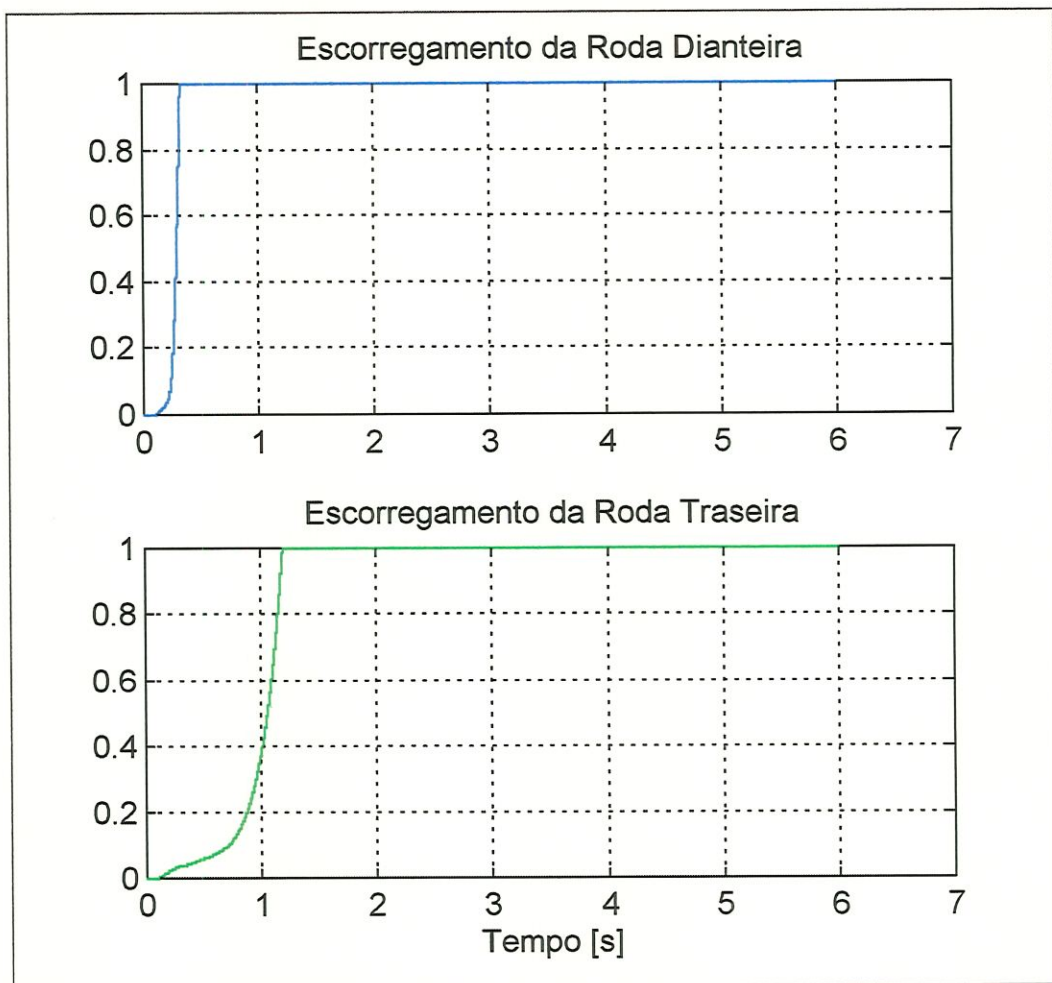


Figura 5.15 - Gráfico do Escorregamento das rodas - S/ ABS, C/ Trav.

Dianteiro. e Traseiro, SN=0.5

Distância de Parada = 64.5 m

Aplicação dos Freios em $t = 0.1$ s

Pressão de Aplicação = 31 bar

Parada de 80 Km/h a zero, SN=0.5 - Com ABS

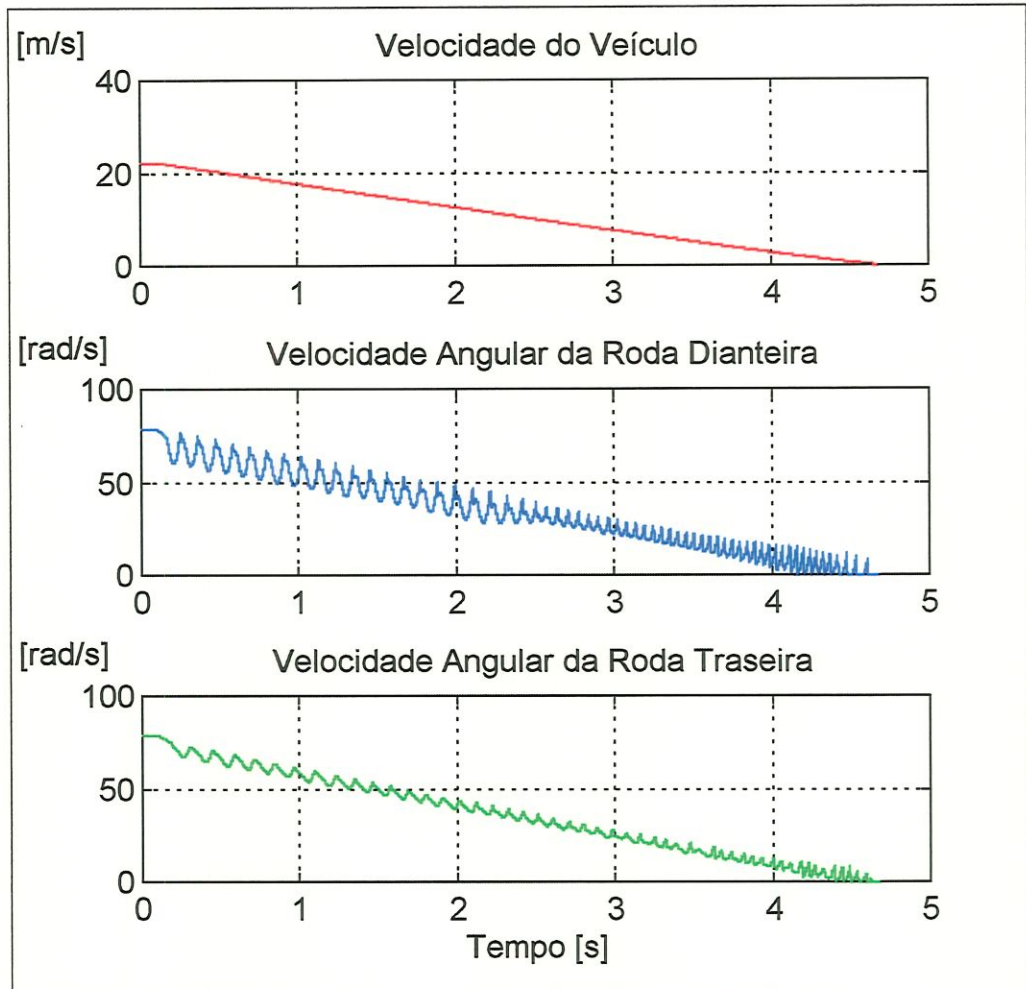


Figura 5.16 - Gráfico das Velocidades - C/ ABS, SN=0.5

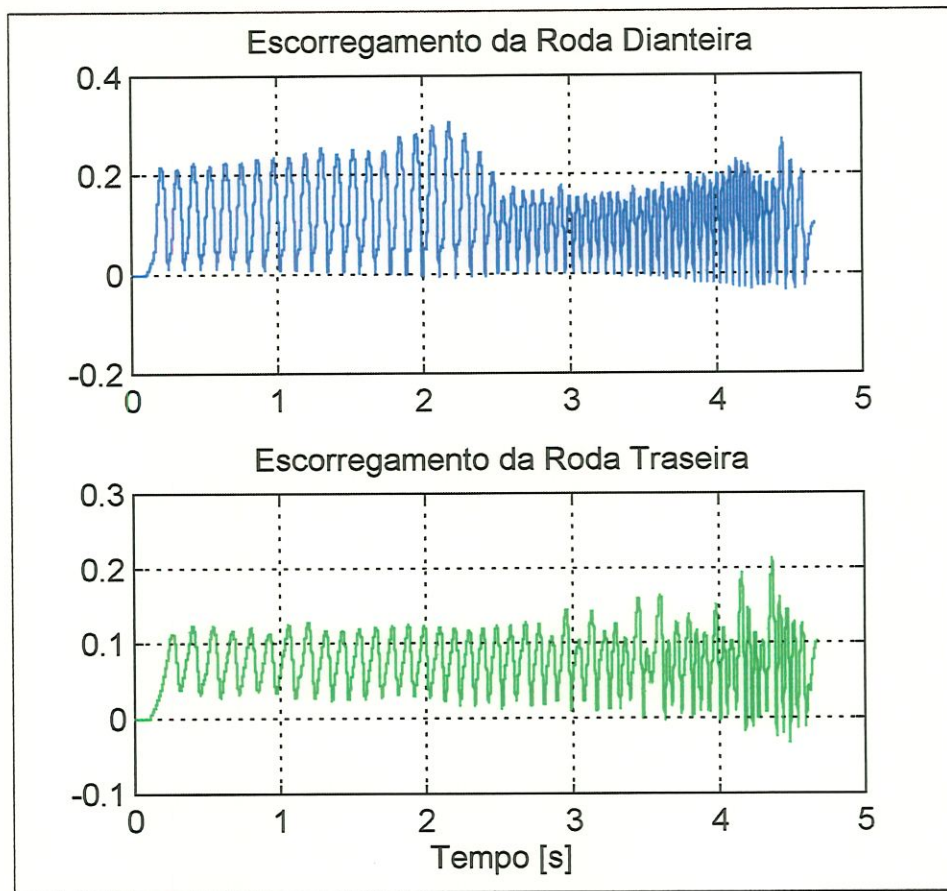


Figura 5.17 - Gráfico do Escorregamento das rodas - C/ ABS, SN=0.5

Distância de Parada = 49.5 m

Aplicação dos Freios em $t = 0.1$ s

Pressão de Aplicação = 50 bar

Os resultados das simulações formam a tabela 5.2, onde se têm as distâncias de frenagem para os casos simulados, como ilustrado na figura 5.18.

Distância de Frenagem	SN=0.85	SN=0.50
S/ ABS S/ Travamento	30.5	53.2
S/ ABS Trav. Dianteiro	36.8	65.6
S/ ABS Trav. Diant / Tras	38.0	64.5
C/ ABS	34.5	49.5

Tabela 5.2 - Distâncias de Frenagem

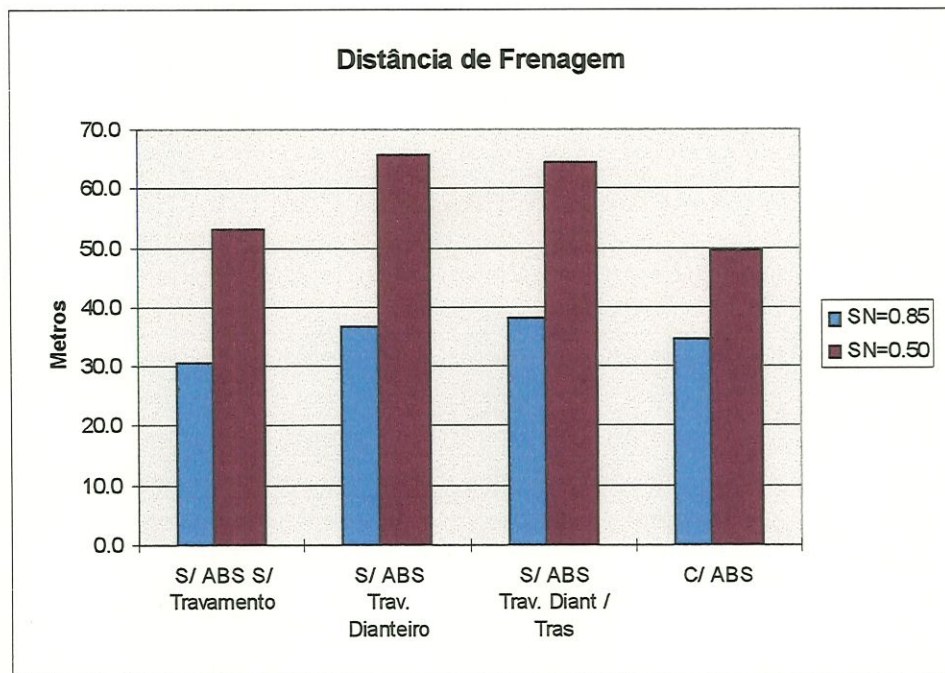


Figura 5.18 - Distâncias de Frenagem

Podemos concluir que o veículo equipado com o Sistema de Freios Anti-Blocante (ABS) melhora significativamente a distância de frenagem em pista com baixa aderência (SN=0.50) com relação à melhor frenagem que se pode obter sem o sistema ou “*Driver’s Best Stop*”, e também às distâncias de frenagem com travamento do eixo dianteiro e travamento de ambos os eixos. Além disso não se

pode esquecer que a estabilidade e esterçabilidade foram mantidas permitindo a correção e manutenção da trajetória.

Em pavimentos com boa aderência (SN=0.85), a menor distância de frenagem obtida foi sem ABS e sem travamento das rodas ou “*Driver’s Best Stop*”, entretanto essa condição ideal de frenagem é muito difícil de ser obtida por motoristas comuns. A distância de frenagem com o ABS é um pouco maior, porém o motorista apenas aplica uma alta força no pedal e o sistema de controle dos freios (ABS) faz o resto. Com isso ele mantém a estabilidade e esterçabilidade do veículo. Se ele aplicasse esta força no pedal em uma situação de emergência ou pânico em um veículo sem ABS ele teria suas rodas travadas, com comprometimento da distância de frenagem, estabilidade e esterçabilidade, como mostrado na tabela 5.2.

A tabela 5.3 e o gráfico da figura 5.19 mostram a eficiência dos freios em piso com boa aderência (SN=0.85) e em piso com baixa aderência (SN=0.50).

Eficiência dos Freios	SN=0.85	SN=0.50
S/ ABS S/ Travamento	0,85	0,83
S ABS Trav. Dianteiro	0,70	0,67
S/ABS Trav. Dianteiro / Traseiro	0,68	0,68
C/ ABS	0,75	0,89

Tabela 5.3 - Eficiência dos Freios

A eficiência dos freios é muito próxima para pisos com boa ou baixa aderência. A única exceção fica na frenagem com ABS onde a eficiência dos freios é bem menor com piso com boa aderência do que a em piso com baixa aderência. Isto se deve ao fato da pressão utilizada na frenagem com o ABS ser de 50 bar para os dois tipos de pavimento. Esta pressão é a pressão de travamento das rodas dos eixos dianteiro e traseiro em piso de boa aderência. Para piso com baixa aderência, a pressão utilizada na frenagem com ABS (50 bar) é 2,5 vezes a pressão da frenagem “*Best Stop*”

(20bar). Se utilizarmos a mesma razão para a frenagem com ABS em piso de boa aderência, esta pressão seria de 90 bar (2.5 x 36 bar). A simulação da frenagem do veículo com esta pressão resulta em uma distância de frenagem de 32.6 m e uma eficiência dos freios de 0.8 (80%), ou seja mais próxima do valor obtido em piso de baixa aderência.

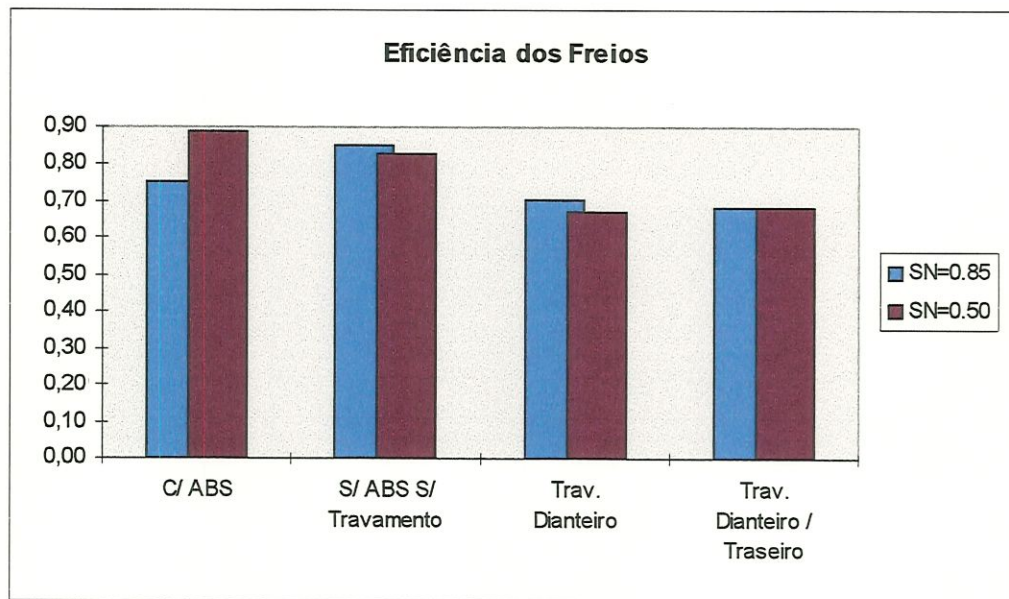


Figura 5.19 - Gráfico da Eficiência dos Freios

A conclusão final de que o Sistema de Freios Anti-Blocante (ABS) é eficiente e útil em toda gama de utilização do veículo é ratificada, mostrando que apenas em situações muito particulares, um piloto experiente poderia ter uma performance acima da obtida pelo sistema ABS. Entretanto, esta diferença é tão pequena e obtida em condições extremas que não compensa o risco de se perder o controle do veículo.

6. Conclusões

O estudo dos Sistemas de Freios ABS realizado nos permite concluir que os Sistemas de Freios ABS são elementos importantes na segurança ativa do veículo.

A continua evolução destes sistemas têm se mostrado muito rápida e cada vez mais eficiente. Muitas frentes de pesquisa têm se destacado, tanto na área de controle e software, como em hardware, seja em materiais ou sistemas mecânicos como pinças de freio, válvulas ou servos mais eficientes e robustos.

Este trabalho teve como objetivo estudar os Sistemas de Freios ABS de uma forma geral e aprofundar-se no estudo do seu funcionamento propondo um controlador de Freios ABS baseado no controle do escorregamento da roda e não na aceleração angular.

Os modelos do veículo e o do Controlador de Freios, comprovados por resultados reais (testes), funcionaram a contento, permitindo comparações em diversas situações. Entretanto há muito a ser refinado no modelo do veículo, como a inclusão de mais graus de liberdade, como no modelo proposto de controlador (ON - OFF, PID, etc). O estudo de um controlador de freios baseado nas forças do mancal (M-ABS) como proposto por MIYAZAKI ET AL. ,1990 & 1999 também pode ser incluído, unindo-se aos sistemas baseados em informações dos sensores de rotação nas rodas como o ABS tradicional (controle da aceleração angular da roda) e o SCBS (controle do escorregamento da roda) proposto por BOWMAN & LAW, 1993, obtendo-se um sistema mais rápido e preciso.

O controlador do Sistema de Freios ABS poderá incorporar diversas funções como a distribuição de forças de frenagem (EBD), o controle de tração (ASR), e até mesmo controle de estabilidade lateral (ESP).

Outras metodologias de controle são propostas para futuros trabalhos como controladores PID, lógica *fuzzy* e redes neurais e controladores adaptativos inteligentes. A inclusão de funções como o EBD, ASR e ESP como descritas acima também são consideráveis assim como a interação dos sistemas de Freio ABS com outra áreas do veículo como o sistema de controle do motor, suspensões ativas, sistemas de esterçamento total e sistemas de cruzeiro e navegação inteligentes.

7. Bibliografia Citada e Consultada

ASHLEY, C.; ALLSOPP, H.C.; DAVIS, V.E.; FIELDEN, F.;
MACKELLAAR, K.S. (1985): The Design of the MIRA Straight-line Wet Grip
Testing Facility. SAE Special Publication PT-29 Anti-Lock Braking Systems - A
Review, C194/85

BERNARD, J.E.; CLOVER, C.L. (1995): Tire Modeling for Low-Speed and
High-Speed Calculations. SAE Paper, SAE 950311

BISIMIS, E. (1979): Influence of Antiskid Systems on Vehicle Directional
Dynamics. SAE Special Publication PT-29 Anti-Lock Braking Systems - A Review,
SAE 790455

BLECKMANN, H.W.; BURGDORF, J.; VON GRÜNBERG, H.E.;
TIMTNER, K.; WEISE, L. (1983): The First Compact 4-Wheel Anti-Skid System
with Integral Hydraulic Booster. SAE Special Publication PT-29 Anti-Lock Braking
Systems - A Review, SAE 830483

BLECKMANN, H.W.; FENNEL, H.; GRÄBER, J.; SEIBERT, W.W. (1986):
Traction Control System with Teves ABS Mark II. SAE Special Publication PT-29
Anti-Lock Braking Systems - A Review, SAE 860506

BÖNING, B.; FOLKE, R.; FRANZKE, K. (1992): Traction Control (ASR)
using Fuel Injection Suppression, A Cost Effective Method of Engine Torque
Control. SAE Special Publication SP-914 - ABS Traction Control & Advanced
Brake Systems, SAE 920641

BOWMAN, J.E.; LAW, E.H. (1993): A Feasibility Study of an Automotive
Slip Control Braking System. SAE Special Publication SP-950 - Vehicle Dynamics
and Simulation, SAE 930762

BUSCHMANN, G.; EBNER, H.T.; KUHN, W. (1992): Electronic Brake
Force Distribution Control - A Sophisticated Addition to ABS. SAE Special
Publication SP-914 - ABS Traction Control & Advanced Brake Systems, SAE
920646

BUSCHMANN, G.; OCVIRK, N.; VOLZ, P. (1988): Integrated traction
control function - the consequent extension of highly sophisticated anti-lock systems.
Proceedings IMechE 1988 - Traction Control and Anti-wheel-spin Systems for Road
Vehicles, C372/88

CANALE, A.C. (1989): Automobilística, Dinâmica e Desempenho. 10th ed. Vol. 1. Livros Érica Editora Ltda. 127 páginas.

CASS, R.; HODGSON, D.; NEWTON, R.; ROWELL, M. (1990): ABS Traction Control State of the Art and some prospects (SP-815). 1st ed. Society of Automotive Engineers, Inc.

CASS, R.C.; ROWELL, J.M. (1988): ABS Traction Control (SP-744). 1st ed. Vol. 1. Society of Automotive Engineers, Inc. 76 páginas.

CHAMAILLARD, Y.; GISSINGER, G.L.; MENARD, C. (1994): Braking Regulation of a Vehicle, Application and Comparison of Control Algorithms of Unstable or Pseudo-Stable Fast Systems. SAE Special Publication SP-1018 Advancements in ABS/TCS and Brake Technology, SAE 940837

CHOCHOLEK, S.E. (1988): The development of a differential for the improvement of traction control. Proceedings IMechE 1988 - Traction Control and Anti-wheel-spin Systems for Road Vehicles, C368/88

CHRSTOS, J.P.; DAVIS, P.O.; GARROTT, W.R.; GUPTA, R.K.; HEYDINGER, G.J. (1995): Vehicle Dynamics, Simulation and Suspension Systems (SP-1074). 1st ed. Vol. 1. Society of Automotive Engineers. 274 páginas.

COCHRANE, R.A. (1972): Design and Development of an Hydraulic Powered Wheel Slide Protection System. SAE Special Publication PT-29 Anti-Lock Braking Systems - A Review, SAE 720031

CONNAIR, K.M.; BODIE, M.O.; CHAUMETTE, P.; CATALAN, A. (1999): Development of a Common Vehicle Model for Chassis Control Design. SAE Steering and Suspension Technology Symposium (SP-1438), SAE 1999-01-0732

COSTA NETO, A. (1991): Application of Multibody System (MBS) Techniques to Automotive Vehicle Chassis Simulation for Motion Control Studies. Doctor Thesis, University of Warwick. 336 páginas.

DEMEL, H.; CZINCZEL, A. (1988): ASR - task, design and function. Proceedings IMechE 1988 - Traction Control and Anti-wheel-spin Systems for Road Vehicles, C370/88

DEPENHEUER, O.; STRIEN, H. (1973): Hydraulic Brake Actuation Systems under Considerations of Antilock Systems and Disc Brakes. SAE Special Publication PT-29 Anti-Lock Braking Systems - A Review, SAE 730535

DOEBELIN, E. (1985): Control System Principles and Design. 1st ed. Vol. 1. John Wiley & Sons. 577 páginas.



DOUGLAS, J.W.; SCHAFFER, T.C. (1971): The Chrysler Sure-Brake - The First Production Four-Wheel Anti-Skid System. SAE Special Publication PT-29 Anti-Lock Braking Systems - A Review, SAE 7102248

EBERT, D.G.; KAATZ, R.A. (1994): Objective Characterization of Vehicle Brake Feel. SAE Special Publication SP-1018 Advancements in ABS/TCS and Brake Technology, SAE 940331

EESC-USP. (1993): Diretrizes para Elaboração de Dissertações e Teses na EESC-USP. 1st ed. Vol. 1. EESC-USP. 56 páginas.

ELLIS, J.R. (1993): Vehicle Handling Dynamics. 1st ed. Vol. 1. Mechanical Engineering Publications Limited. 199 páginas.

FARR, G.P.R. (1988): A simple traction control. Proceedings IMechE 1988 - Traction Control and Anti-wheel-spin Systems for Road Vehicles, C371/88

FENNEL, H.; MAHR, S.; SCHLEYSING, R. (1992): Transputer-Based Real Time Simulator - A High Performance Tool for ABS and TCS Development. SAE Special Publication SP-914 - ABS Traction Control & Advanced Brake Systems, SAE 920643

FERNANDES, D.L.G. (1994): Estudo da Freagem de Autoveículos Rodoviários Articulados Pesados. Mestrado Thesis, EESC-USP São Carlos - SP. 153 p.

FOSTER, D.A. (1988): Developments in Wheel Speed Sensing. SAE Special Publication SP-744 ABS Traction Control, SAE 880325

FRANKLIN, G.F.; POWELL, J.D.; EMAMI-NAEINI, A. (1994): Feedback Control of Dynamic Systems. 3rd ed. Vol. 1. Addison Wesley. 778 páginas.

FUJITA, T.; MIYATA, K.; MAEHARA, T. (1992): Compact ABS Modulator with Small Solenoid Valves. SAE Special Publication SP-914 - ABS Traction Control & Advanced Brake Systems, SAE 9206476

GARROTT, W.R.; CHRSTOS, J.P.; HEYDINGER, G.J. (1993): Vehicle Dynamics and Simulation (SP-950). 1st ed. Vol. 1. Society of Automotive Engineers, Inc. 230 páginas.

GARROTT, W.R.; MAZZAE, E. (1999): An overview of the National Highway Traffic Safety Administration's Light Vehicle Antilock Brake Systems Research Program. SAE Paper, SAE 1999-01-1286

GERUM, E. (1988): A highly dynamic anti-spin system. Proceedings IMechE 1988 - Traction Control and Anti-wheel-spin Systems for Road Vehicles, C375/88

GILES, L.; SCHIMITT, G.; SEITZ, D. (1993): Improved ABS. Automotive Engineering

GILLESPIE, T.D. (1992): Fundamentals of Vehicle Dynamics. 1st ed. Vol. 1. Society of Automotive Engineers, Inc. 380 páginas.

GOHRING, E.; VON GLASNER, E.C.; BREMER, C. (1989): The impact of different ABS philosophies on the directional behavior of commercial vehicles. SAE SP-801 - Vehicle Dynamics related to Braking and Steering, SAE 892500

GRIMM, R.A. (1974): Wheel Lock Control Braking System. SAE Special Publication PT-29 Anti-Lock Braking Systems - A Review, SAE 741083

GUNTUR, R.R. (1974): Design Considerations of Adaptive Brake Control Systems. SAE Special Publication PT-29 Anti-Lock Braking Systems - A Review, SAE 741082

GUO, K.; REN, L. (1999): A Unified Semi-Empirical Tire Model with Higher Accuracy and Less Parameters. SAE Tire and Wheel Technology (SP-1439), SAE 1999-01-0785

GUTKNECHT, M.J.; SCHNEIDEWEND, D.R.; MOSKWA, J.J.; KIME, C.R.; RAMANATHAN, P. (1993): Fault Tolerance Analysis of Alternate

Automotive Brake Systems Designs. SAE Special Publication SP-953 - ABS / TCS and Brake Technology, SAE 930511

HATTWIG, P. (1985): Cost-Benefit Analysis of Simplified ABS. SAE Special Publication PT-29 Anti-Lock Braking Systems - A Review, SAE 850053

HATTWIG, P. (1993): Synthesis of ABS Hydraulic System. SAE Special Publication SP-953 - ABS / TCS and Brake Technology, SAE 930509

HAYES, E.J.; MEGGINSON, G.W. (1978): Electronic Braking System. SAE Special Publication PT-29 Anti-Lock Braking Systems - A Review, SAE 780856

HAYES, E.J.; MEGGINSON, G.W. (1979): Electronic Control Systems for Ground Vehicles. SAE Special Publication PT-29 Anti-Lock Braking Systems - A Review, SAE 790457

HEISLER, H. (1989): Advanced Vehicle Technology. 1st ed. Vol. 1. Edward Arnold. 499 páginas.

HERB, E.; KRUSCHE, H.; SCHWARTZ, E.; WALLENTOWITZ, H. (1988): Stability Control and Traction Control at Four Wheel Drive Cars. SAE Paper, SAE 885007

HOFFMAN, D. (1992): The Corvette Acceleration Slip Regulator (ASR) Application with Preloaded Limited Slip Differential. SAE Special Publication SP-914 - ABS Traction Control & Advanced Brake Systems, SAE 920642

HOIZWARTH, R.K.; MAY, K.A. (1994): Analysis of Traction Control Systems Augmented by Limited Slip Differentials. SAE Special Publication SP-1018 Advancements in ABS/TCS and Brake Technology, SAE 940831

HROVAT, D.; PILUTTI, T.; ULSOY, G. (1993): Vehicle Steering Intervention Through Differential Braking. Ford Technical Paper

HUBER, W.; JONNER, W.D.; DEMEL, H. (1988): Simulation, Performance and Quality Evaluation of ABS and ASR. SAE Special Publication SP-744 ABS Traction Control, SAE 880323

HUSSAIN, S.F. (1986): Digital Algorithm Design for Wheel Lock Control System. SAE Special Publication PT-29 Anti-Lock Braking Systems - A Review, SAE 860509

INOUE, Y.; MINEGISHI, H.; MIYAZAKI, H. (1988): A traction control system for in use in rear-wheel-drive vehicles with automatic transmissions. Proceedings IMechE 1988 - Traction Control and Anti-wheel-spin Systems for Road Vehicles, C366/88

ISE, K.; INOUE, Y.; MASUTOMI, S. (1990): The "Lexus" Traction Control System (TRAC). SAE Special Publication SP-815 - ABS Traction Control and Brake Components, SAE 900212

JOHNSTON, S.A.; TIJERINA, L.; GUENTHER, D.A.; HEYDINGER, G.J. (1999): Consumer Braking Performance Information Initiative. SAE Brake Technology and ABS/TCS Systems (SP-1413), SAE 1999-01-1291

JONNER, W.D.; CZINCZEL, A. (1986): Upgrade Levels of the Bosch ABS. SAE Special Publication PT-29 Anti-Lock Braking Systems - A Review, SAE 860508

JONNER, W.D.; LEIBER, H. (1984): Pressure Modulation in Separate and Integrated Antiskid Systems with Regard to Safety. SAE Special Publication PT-29 Anti-Lock Braking Systems - A Review, SAE 840467

KIMBROUGH, S. (1994): A Computer Investigation of the Performance Potential of an Advanced Brake Controller. SAE Special Publication SP-1018 Advancements in ABS/TCS and Brake Technology, SAE 940836

KITA, Y.; YOSHINO, M.; HIGASHIMURA, H. (1986): 4 Sensor 2 Channel Anti-Lock Systems for FWD Cars. SAE Special Publication PT-29 Anti-Lock Braking Systems - A Review, SAE 860511

KLEIN, H.C. (1986): Anti-Lock Brake Systems for Passenger Cars, state of the Art 1985. SAE Special Publication PT-29 Anti-Lock Braking Systems - A Review, SAE 8665139

KLEIN, H.C.; FINK, W. (1974): Introduction of Antilock Braking Systems for Cars. SAE Special Publication PT-29 Anti-Lock Braking Systems - A Review, SAE 741084

KÖPF, P. (1988): Traction Control of passenger cars by electronically controlled axle locking features. Proceedings IMechE 1988 - Traction Control and Anti-wheel-spin Systems for Road Vehicles, C369/88

KOLBE, A.; NEITZEL, B.; OCVIRK, N.; SEIERMANN, M. (1990): Teves MK-IV Anti-lock and traction control system. SAE Special Publication SP-815 - ABS Traction Control and Brake Components, SAE 900208

KOWALSKI, M.F.; EBERT, D.G. (1993): Establishing Brake Design Parameters for Customer Satisfaction. SAE Special Publication SP-953 - ABS / TCS and Brake Technology, SAE 930799

KRAFT, H.J.; LEFFLER, H. (1990): The Integrated Brake and Stability Control System of the new BMW 850i. SAE Special Publication SP-815 - ABS Traction Control and Brake Components, SAE 900209

KRÜSEMANN, R.; SCHMIDT, G. (1995): Analysis and Optimization of Disk Brake Cooling via Computational Fluid Dynamics. SAE Special Publication SP-1075 - Advancements in ABS/TCS and Brake Technology, SAE 950791

LEFFLER, H. (1994): Consideration of Lateral and Logitudinal Vehicle Stability by Function Enhanced Brake and Stability Control System. SAE Special Publication SP-1018 Advancements in ABS/TCS and Brake Technology, SAE 940832

LEFFLER, H. (1995): The Brake of the New 7 Series BMW with Electronic Brake and Wheel Slip Control. SAE Special Publication SP-1075 - Advancements in ABS/TCS and Brake Technology, SAE 950792

LEFFLER, H.; PETERSEN, E.; SHILTON, B. (1986): A New Anti-Lock Braking System for Passenger Cars and Light Commercial Vehicles, with Integrated Hydraulic Brake Booster. SAE Special Publication PT-29 Anti-Lock Braking Systems - A Review, SAE 865140

LEIBER, H.; CZINCZEL, A. (1979): Antiskid System for Passenger Cars with a Digital Electronic Control Unit. SAE Special Publication PT-29 Anti-Lock Braking Systems - A Review, SAE 790458

LEIBER, H.; CZINCZEL, A. (1983): Four Years of Experience with 4-Wheel Antiskid Brake Systems (ABS). SAE Special Publication PT-29 Anti-Lock Braking Systems - A Review, SAE 830481

LEIBER, H.; CZINCZEL, A. (1984): Brake Boosters Designed Specifically for Anti-Lock Braking Systems (ABS). SAE Special Publication PT-29 Anti-Lock Braking Systems - A Review, SAE 845106

LEIBER, H.; CZINCZEL, A. (1985): The Potential Problems Involved in Integrated Anti-Lock Brake Systems. SAE Special Publication PT-29 Anti-Lock Braking Systems - A Review, C192/85

LIMPERT, R. (1992): Brake Design and Safety. 1st ed. Vol. 1. Society of Automotive Engineers, Inc. 460 páginas.

LUECK, F.E.; GARTLAND, W.A.; DENHOLM, M.J. (1969): Proportioning Valve to Skid Control - A Logical Progression. SAE Special Publication PT-29 Anti-Lock Braking Systems - A Review, SAE 690456

MACADAM, C.C. (1985): Computer model predictions of the directional response and stability of driver vehicle systems during anti-skid braking. IMeche 1985

MACK, J.; CLARK, S.; HODGSON, D.F.; GRITT, P.S. (1994): ABS / TCS and Brake Technology Developments (SP-1018). 1st ed. Vol. 1. Society of Automotive Engineers, Inc. 127 páginas.

MACK, J.; HODGSON, D.F.; GRITT, P.S. (1995): Advancements in ABS/TCS and Brake Technology (SAE SP-1075). 1st ed. Vol. 1. Society of Automotive Engineers, Inc. 83 páginas.

MACK, J.; WOLTERMAN, M.; HODGSON, D.; CLARK, S.; GRITT, P.; ROWELL, M. (1993): ABS / TCS and Brake Technology (SP-953). 1st ed. Vol. 1. Society of Automotive Engineers. 161 páginas.

MADISON, R.H.; RIORDAN, H.E. (1969): Evolution of Sure-Track Brake System. SAE Special Publication PT-29 Anti-Lock Braking Systems - A Review, SAE 690213

MAILER, M.; MÜLLER, K. (1995): ABS 5.3 The New and Compact ABS 5 Unit for Passenger Cars. SAE Special Publication SP-1075 - Advancements in ABS/TCS and Brake Technology, SAE 950757

MAISCH, W.; JONNER, W.D.; MERGENTHALER, R.; SIGL, A. (1993): ABS5 and ASR5: The new ABS/ASR family to optimize directional stability and traction. SAE Special Publication SP-953 - ABS / TCS and Brake Technology, SAE 930505

MAISCH, W.; JONNER, W.D.; SIGL, A. (1987): Traction Control an ABS extension. Automotive Engineering

MANCOSU, F.; SANGALLI, R.; CHELI, F.; BRUNI, S. (1999): A New Mathematical-Physical 2D Tire Model for Handling Optimization on a Vehicle. SAE Tire and Wheel Technology (SP-1439), SAE 1999-01-0789

MARSHALL, P.H. (1988): The Evolution of Traction aids for passenger cars. Proceedings IMechE 1988 - Traction Control and Anti-wheel-spin Systems for Road Vehicles, C364/88

MARTIN, P. (1993): Autonomous Intelligent Cruise Control Incorporating Automatic Braking. SAE Special Publication SP-953 - ABS / TCS and Brake Technology, SAE 930510

MATHUES, T. (1994): ABS Extending the Range. SAE Special Publication SP-1018 Advancements in ABS/TCS and Brake Technology, SAE 940829

MATSUMOTO, S.; YAMAGUCHI, H.; INOUE, H.; YASUNO, Y. (1992): Improvement of Vehicle Dynamics Through Braking Force Distribution Control. SAE Special Publication SP-914 - ABS Traction Control & Advanced Brake Systems, SAE 920645

MAUER, G.F.; GISSINGER, G.F.; CHAMAILLARD, Y. (1994): Fuzzy Logic Continuous and Quantizing Control of an ABS Braking System. SAE Special Publication SP-1018 Advancements in ABS/TCS and Brake Technology, SAE 940830

MICHAELS, L. (1993): The Use of a graphical modeling environment for a real-time hardware-in-the-loop simulation of automotive ABS systems. SAE Special Publication SP-953 - ABS / TCS and Brake Technology, SAE 930507

MICKE, S. (1988): A new proposal for the theoretical prediction of vehicle traction and its link to vehicle braking. Proceedings IMechE 1988 - Traction Control and Anti-wheel-spin Systems for Road Vehicles, C376/88

MIYAKE, K.; YAMAKI, I.; FUJITA, T. (1988): Anti-Lock brakes and drive layout combinations. Automotive Engineering

MIYAKI, K.; YAMAKI, I.; FUJITA, T. (1988): Four-Wheel Antilock Brake System (ABS) for Four-Wheel Drive Vehicles. SAE Special Publication SP-744 ABS Traction Control, SAE 880322

MIYAZAKI, N.; FUKIMOTO, M.; SOGO, Y.; TSUKINOKI, H. (1990): Anti-lock Brake System (M-ABS) based on the friction coefficient between the wheel and the road surface. SAE Special Publication SP-815 - ABS Traction Control and Brake Components, SAE 900207

MIYAZAKI, N.; SONODA, H.; TAMAKI, H.; YAMAGUCHI, T.; UENO, S. (1999): A Novel Antilock Braking System (M-ABS) Using Pure 4 Axial Directional Forces. SAE Paper, SAE 1999-01-0477

MÜLLER, P.; CZINCZEL, A. (1972): Electronic Anti-Skid System - Performance and Application. SAE Special Publication PT-29 Anti-Lock Braking Systems - A Review, SAE 725046

MÜLLER, R.; NIKLAS, J.; SCHEUERER, K. (1993): The Braking System Layout of Electric Vehicles - Example BMW E1. SAE Special Publication SP-953 - ABS / TCS and Brake Technology, SAE 930508

NEWCOMB, T.P.; MARSHALL, P.H.; PETERSON, E.; RIDDY, E.T.; SHILTON, B.R. (1988): Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers - Traction Control and Anti-wheel-spin Systems for Road Vehicles (IMechE 1988). 1st ed. Vol. 1. Mechanical Engineering Publications Limited. 161 páginas.

NEWTON, W.R.; RIDDY, F.T. (1984): Evaluation Criteria for Low Cost Anti-Lock Brake Systems for FWD Passenger Cars. SAE Special Publication PT-29 Anti-Lock Braking Systems - A Review, SAE 840464

OPPENHEIMER, P. (1986): Antilock Brake Regulations. SAE Special Publication PT-29 Anti-Lock Braking Systems - A Review, SAE 860507

OPPENHEIMER, P. (1988): Comparing Stopping Capability of Cars with and without Antilock Braking Systems (ABS). SAE Special Publication SP-744 ABS Traction Control, SAE 880324

OPPENHEIMER, P. (1988): Computer Aided Stops. Automotive Engineering v.96, núm. 8, Agosto de 1988, pág 61-66

PALMKIVIST, G.; NORDSTRÖM, O. (1983): Hybrid Laboratory Test Method for Anti-lock Systems. 8th IAVSD

PERRONE, J.M.; RENNER, M.; GISSINGER, G. (1994): On Line Measurement of Braking Torque Using A Strain Sensor. SAE Special Publication SP-1018 Advancements in ABS/TCS and Brake Technology, SAE 940333

PIERCE, J. (1994): 1994 Motor Sports Engineering Conference Proceedings (P-287). 1st ed. Vol. 1. Society of Automotive Engineers. 396 páginas.

PILUTTI, T.; ASGARI, J. (1993): Differential Brake Steer - Regions of Allowable Operation. Ford Technical Paper

RATH, H.; KNECHTGES, J. (1995): Effective Active Safety to Reduce Road Accidents. SAE Special Publication SP-1075 - Advancements in ABS/TCS and Brake Technology, SAE 950761

REVISTA AUTO ESPORTE (edição 405 de fevereiro de 1999) - Teste Mondeo V6 Ghia, pág 18-21

REVISTA QUATRO RODAS (edição 463 de fevereiro de 1999) - Teste Mondeo V6 Ghia, pág 86-89

ROWELL, J.R.; GRITT, P.S. (1987): Anti-Lock Braking Systems for Passenger Car and Light Trucks - A Review (PT-29). 1st ed. Vol. 1. Society of Automotive Engineers, Inc. 395 páginas.

SACHS, K.; FRIDMAN, A. (1988): In-plant testing of Anti-Lock Brake System. SAE Paper, SAE 880257

SAE. (1992): ABS Traction Control & Advanced Brake Systems (SP-914). 1st ed. Vol. 1. Society of Automotive Engineers, Inc.

SANCHES, J.P.A. (1997): Estudo Comparativo de Desempenho entre Suspensões passiva, semi-ativa e totalmente ativa utilizando modelo completo de veículo. Mestrado Thesis, São Carlos - SP. 132 páginas.

SATOH, M.; SHIRAIISHI, S. (1983): Excess Operation of Antilock Brake System on a Rough Road. SAE Special Publication PT-29 Anti-Lock Braking Systems - A Review, C18/83

SATOH, M.; SHIRASHI, S. (1983): Performance of Antilock Brakes with Simplified Control Technique. SAE Special Publication PT-29 Anti-Lock Braking Systems - A Review, SAE 830484

SAUER, T. (1994): Automated Software Verification Supporting ABS TCS Safety Design. SAE Special Publication SP-1018 Advancements in ABS/TCS and Brake Technology, SAE 940834

SCHAFFER, T.C.; HOWARD, D.W.; CARP, R.W. (1968): Design and Performance Considerations for a Passenger Car Adaptive Braking System. SAE Special Publication PT-29 Anti-Lock Braking Systems - A Review, SAE 680458

SCHENK, D.E.; WELLS, R.L.; MILLER, J.E. (1995): Intelligent Braking for Current and Future Vehicles. SAE Special Publication SP-1075 - Advancements in ABS/TCS and Brake Technology, SAE 950762

SCHÖPF, H.J.; PAUL, J. (1988): ASR Acceleration Skid Control - A Further contribution towards increasing the active safety of Daimler-Benz vehicles. SAE Paper, SAE 885050

SCHÖPF, H.J.; PAUL, J. (1988): Acceleration Skid Control Advances.
Automotive Engineering

SCHÜRR, H.; DITTNER, A. (1984): A New Anti-Skid Brake System for Disc and Drum Brakes. SAE Special Publication PT-29 Anti-Lock Braking Systems - A Review, SAE 840468

SCHULZE, B.G.; LISSEL, E. (1988): Anti-spin-regulator System (ASR) with high performance and comfort. Proceedings IMechE 1988 - Traction Control and Anti-wheel-spin Systems for Road Vehicles, C367/88

SEIREG, A.; EL-DEEN, Y.H. (1988): Integrated Mechanics and Electronics to Prevent Skidding on Icy Roads. SAE Special Publication SP-744 ABS Traction Control, SAE 880326

SEKIGUCHI, A.; MAEHARA, T.; SAKAI, T.; KAKIZAKI, H.; OHKUBO, S. (1993): ABS Built in an Add-on ABS. SAE Special Publication SP-953 - ABS / TCS and Brake Technology, SAE 930506

SHERIDAN, D.C.; CHANG, H.H. (1993): A Requirements Driven Design Methodology for a Vehicle Brake System. SAE Special Publication SP-953 - ABS / TCS and Brake Technology, SAE 930800

SHINOMIYA, T.; TODA, T.; NISHIKIMI, M.; SAITO, H.; TANAKA, H.; MAKINO, F. (1988): The Sumitomo Electronic Antilock System. SAE Special Publication SP-744 ABS Traction Control, SAE 880320

SHRIVASTAVA, P.; WAICHUNAS, P.E. (1995): Vehicle Computer Applications (SP-1080). 1st ed. Vol. 1. Society of Automotive Engineers, Inc. 180 páginas.

SIGL, A.; DEMEL, H. (1990): ASR Traction Control - State of the Art and some prospects. SAE Special Publication SP-815 - ABS Traction Control and Brake Components, SAE 900204

STEWART, E.E.; BOWLER, L.L. (1969): Road Testing of Slip Control Systems in the Laboratory. SAE Special Publication PT-29 Anti-Lock Braking Systems - A Review, SAE 690215

STURM, R. (1988): Brakes and ABS on Four Wheel Drive Vehicles. SAE Special Publication SP-744 ABS Traction Control, SAE 880321

TANGUY, C. (1986): Antiskid Systems and Vehicle Suspensions. SAE Special Publication PT-29 Anti-Lock Braking Systems - A Review, SAE 865135

TAUREG, H.; HERRMANN, G. (1988): Application of viscous couplings for traction control in passenger cars. Proceedings IMechE 1988 - Traction Control and Anti-wheel-spin Systems for Road Vehicles, C379/88

TODOROVI, J.; DUBOKA, C.; ARSENI, Z. (1995): Braking System Quality for Customer Satisfaction. SAE Special Publication SP-1075 - Advancements in ABS/TCS and Brake Technology, SAE 950790

VAN ZANTEN, A.T.; ERHARDT, R.; PFAFF, G. (1995): VDC, The Vehicle Dynamics Control System of Bosch. SAE Special Publication SP-1075 - Advancements in ABS/TCS and Brake Technology, SAE 950759

VAN ZATEN, A.; ERHARDT, R.; LUTZ, A. (1990): Measurements and Simulation of Transient in Longitudinal and Lateral tires Forces. SAE Special Publication SP-815 - ABS Traction Control and Brake Components, SAE 900210

WADE ALLEN, R.; MAGDALENO, R.E.; ROSENTHAL, T.J.; KLYDE, D.H.; HOGUE, J.R. (1995): Tire Modeling Requirements for Vehicle Dynamics Simulation. SAE Paper, SAE 950312

WADE ALLEN, R.; ROSENTHAL, T.J.; KLYDE, D.H.; HOGUE, J.R. (1999): Computer Simulation Analysis of Light Vehicle Lateral / Directional Dynamic Stability. SAE Special Publication Vehicle Dynamics and Simulation 1999 (SP-1445), SAE 1999-01-0124

WALLENTOWITZ, H.; EGGER, G.; HERB, G.; KRUSCHE, H. (1988): Stability and traction control for four-wheel-drive passenger vehicles. Proceedings

IMechE 1988 - Traction Control and Anti-wheel-spin Systems for Road Vehicles,
C365/88

WALLENTOWITZ, H.; KOHN, P.; HOLDMANN, P. (1999): Dynamic
Properties for Tires - Testing and Simulation. SAE Tire and Wheel Technology (SP-
1439), SAE 1999-01-0790

WATANABE, M.; NOGUCHI, N. (1990): A New Algorithm for ABS to
Compensate for Road Disturbances. SAE Special Publication SP-815 - ABS Traction
Control and Brake Components, SAE 900205

YONEDA, S.; NAITOH, Y.; KIGOSHI, H. (1983): Rear Brake Lock-up
Control System for Mitsubishi Starion. SAE Special Publication PT-29 Anti-Lock
Braking Systems - A Review, SAE 830482

ZELLNER, J.W. (1984): An Analytical Approach to Antilock Brake System
Design. SAE Special Publication PT-29 Anti-Lock Braking Systems - A Review,
SAE 8402949

Apêndice 1 - Dados do Veículo

Parâmetros do Veículo

$b = 1.019$ m; distância do eixo dianteiro ao CG (x)

$c = 1.685$ m; distância do eixo traseiro ao CG (x)

$L = 2.704$ m; distância entre eixos

$h = 0.517$ m; altura do CG (y)

$M = 1502$ Kg; Massa do veículo

Parâmetros do Sistema de Freios

$\mu_{\text{rotor}} = 0.3 \sim 0.4$

$A_{\text{pistão}} = 60$ mm (dianteiros) / 36 mm (traseiros)

$r_b = 115$ mm (dianteiros) / 103.7 mm (traseiro) - para discos com diâmetro externo total de 278 mm (dianteiros) e 252 mm (traseiros).

Modelo do Pneu (205/50 R16)

$R = 0.282$ m;

$F_{ZT} = 1168$ lb;

$T_w = 8.5$ in;

$T_p = 36$ psi;

$K_\mu = 0.345$; calculado de acordo com a curva Slip x μ

$B = 0.091$ m;

$I = 0.4$ kg*m²;

$$c_1 = 1.0;$$

$$c_2 = 0.34;$$

$$c_3 = 0.57;$$

$$c_4 = 0.32;$$

$$CS/FZ = 20;$$

Dados iniciais

$V_0 = 22.22$ m/s; Velocidade inicial

$\tau_a = 0.1$ s; Constante de tempo Freios ABS.

Apêndice 2 - Janelas do Simulink

Modelo do Veículo - Janela Inicial

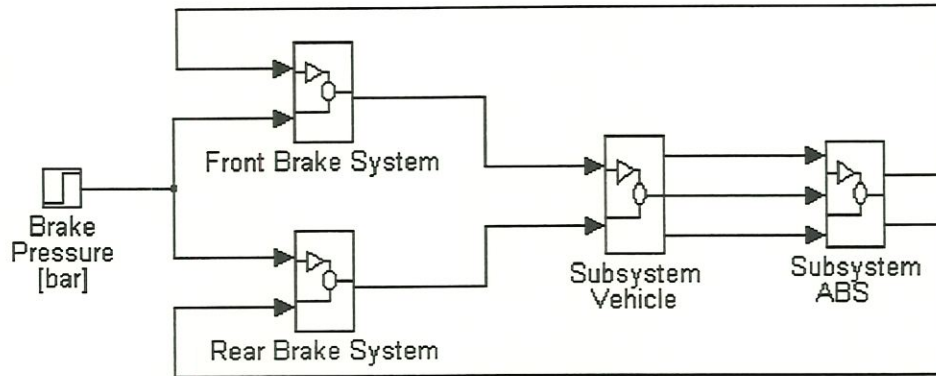


Figura II.1 - Janela Inicial do Simulink

Sistema de Freio Dianteiro a Disco

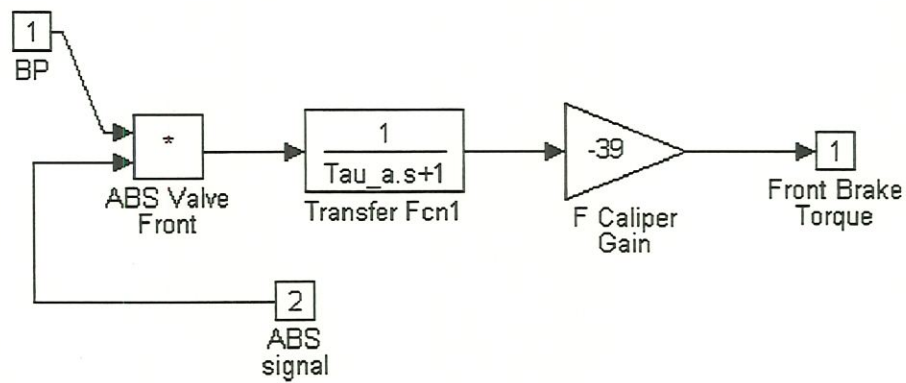


Figura II.2 - Freio Dianteiro a Disco

Sistema de Freio Traseiro a Disco

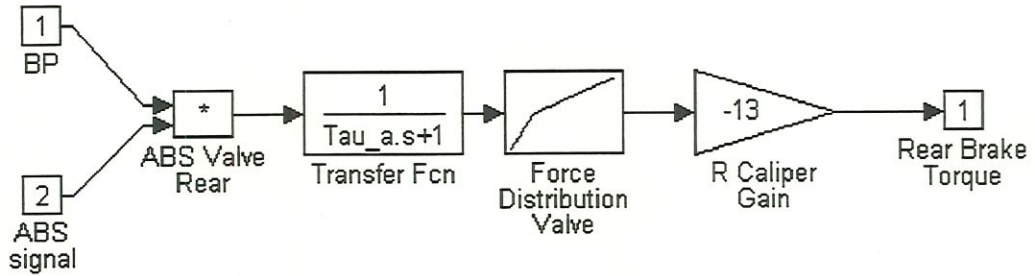


Figura II.3 - Freio Traseiro a Disco

Modelo do Veículo

Mostrado apenas para o cálculo das forças para o eixo dianteiro.

Para o eixo traseiro, é utilizado o mesmo esquema onde a força do pneu traseiro entra no módulo do cálculo da velocidade do veículo.

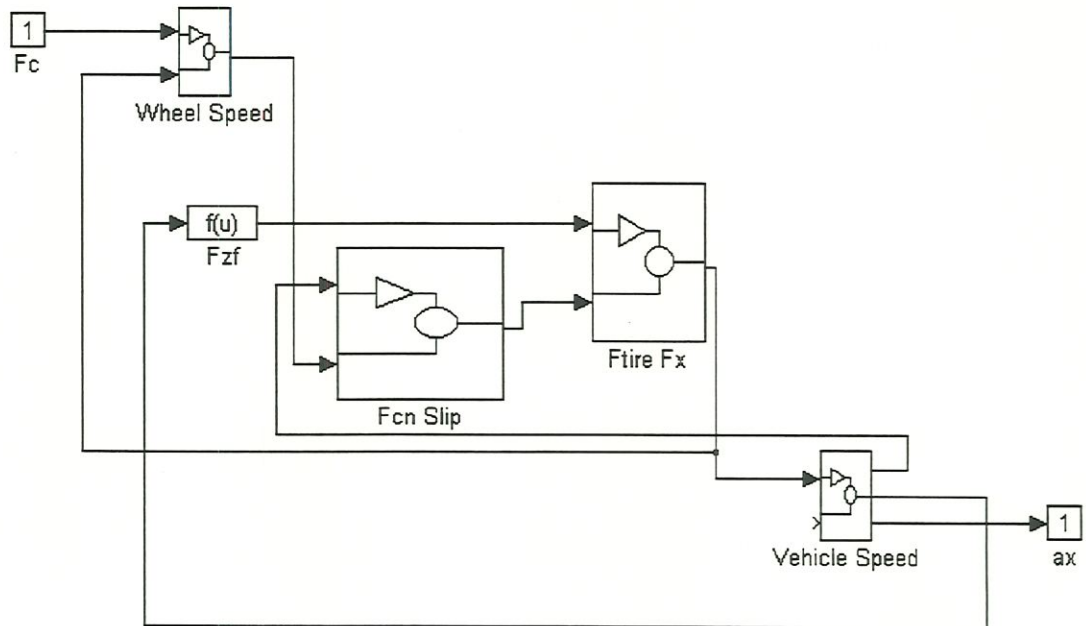


Figura II.4 - Modelo do Veículo

Cálculo da Velocidade da Roda

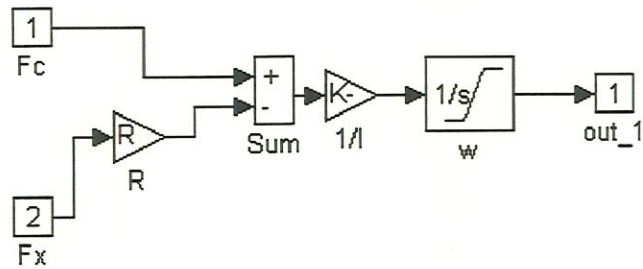


Figura II.5 - Cálculo da Velocidade da Roda

Cálculo do Escorregamento do Pneu

segundo BERNARD & CLOVER (1995)

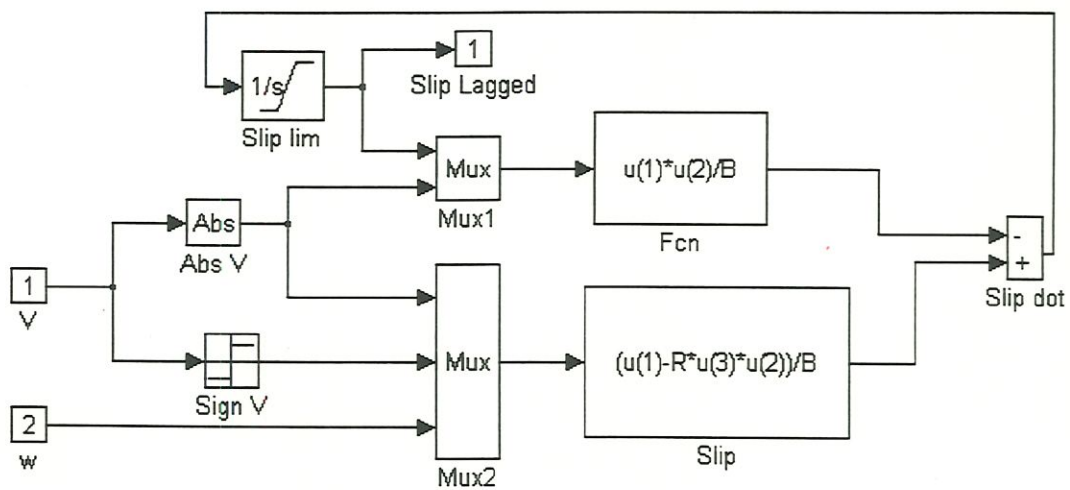


Figura II.6 - Cálculo do Escorregamento do Pneu

Cálculo da Força no Pneu

STIREMOD - segundo WADE ALLEN ET AL. (1995)

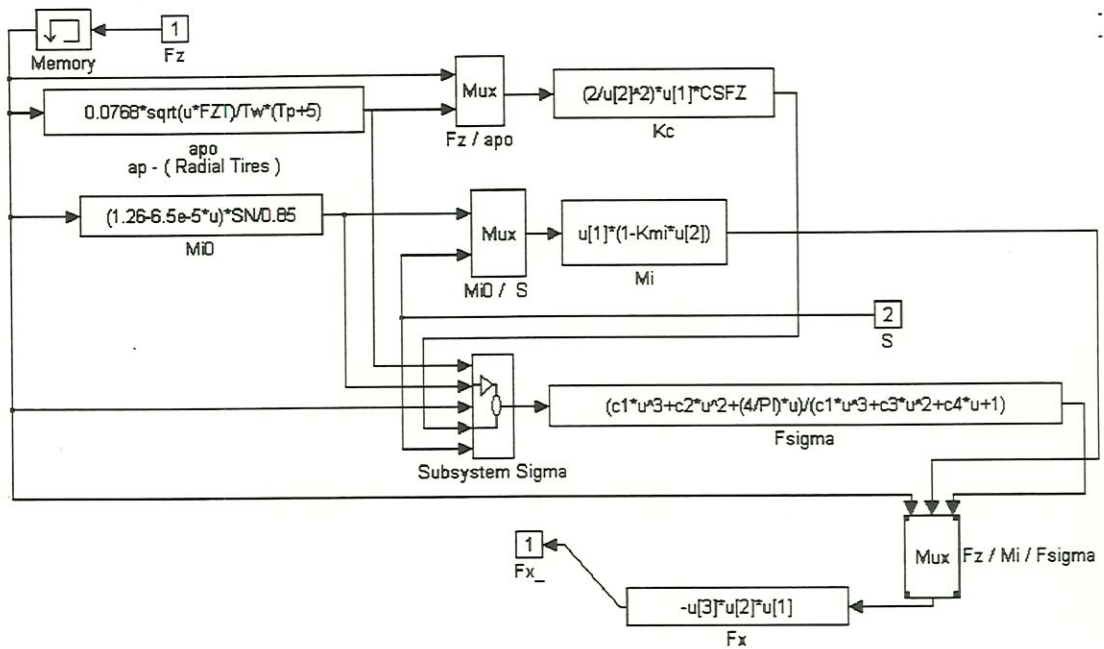


Figura II.7 - Cálculo das Forças no Pneu

Cálculo da Velocidade do Veículo

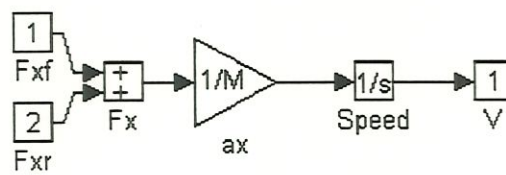


Figura II.8 - Cálculo da Velocidade do Veículo

Módulo do ABS

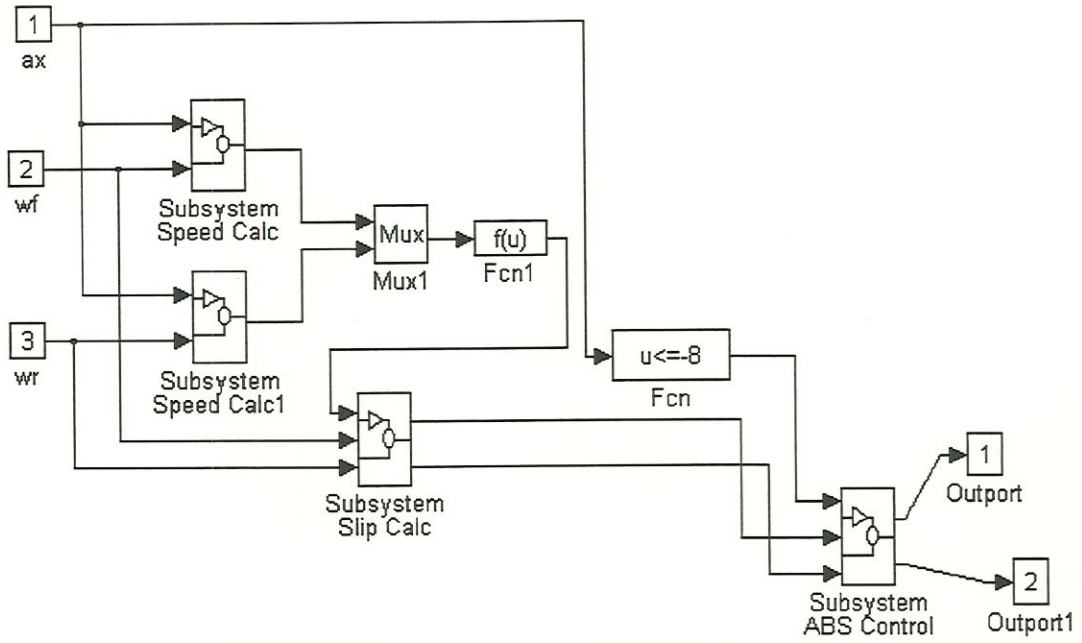


Figura II.9 - Módulo do ABS

Cálculo da Velocidade do Veículo pelo Módulo do ABS

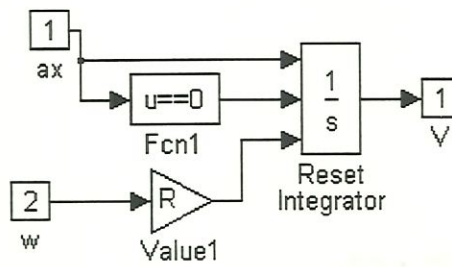


Figura II.10 - Cálculo da Velocidade do Veículo pelo Módulo do ABS

Controlador do ABS

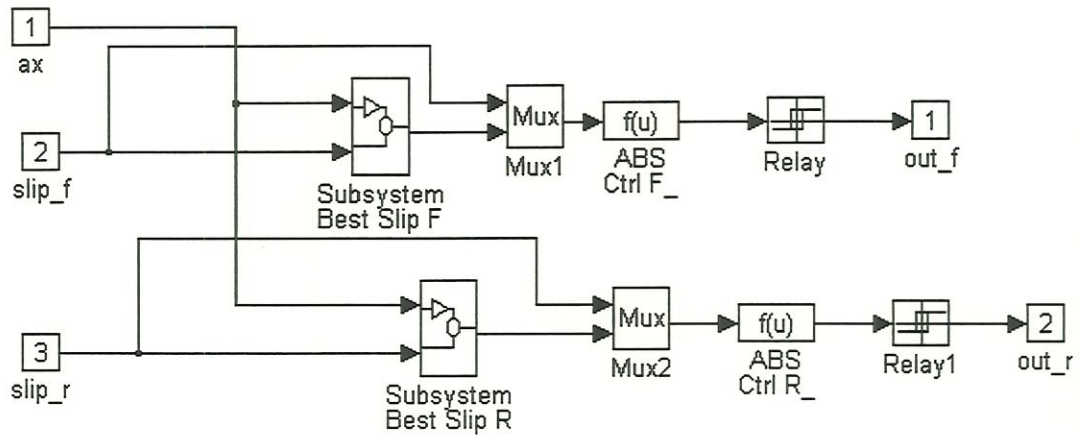


Figura II.11 - Controlador do ABS

Cálculo do Escorregamento Ótimo

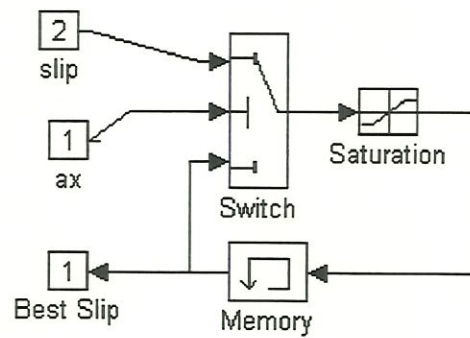


Figura II.12 - Cálculo do Escorregamento Ótimo