UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS

HENRY PIZARRO VIVEROS

**ANÁLISE DO DESEMPENHO NA FRENAGEM DE UM CAVALO
MECÂNICO E SEMI-REBOQUE COM SUSPENSÃO MECÂNICA E
SISTEMA ABS MEDIANTE SIMULAÇÃO EM MATLAB/SIMULINK**

São Carlos

2010

HENRY PIZARRO VIVEROS

**Análise do desempenho na frenagem de um cavalo mecânico e semi-reboque
com suspensão mecânica e sistema ABS mediante simulação em
Matlab/Simulink**

Dissertação apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo como parte dos requisitos para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Dinâmica das máquinas e sistemas

Orientador: Prof. Dr. Antônio Carlos Canale

São Carlos

2010

AUTORIZO A REPRODUÇÃO E DIVULGAÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO, POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

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

P695a Pizarro Viveros, Henry
Análise do desempenho na frenagem de um cavalo mecânico e semi-reboque com suspensão mecânica e sistema ABS mediante simulação em Matlab/Simulink / Henry Pizarro Viveros ; orientador Antônio Carlos Canale. -- São Carlos, 2010.

Dissertação (Mestrado-Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e Área de Concentração em Dinâmica das Máquinas e Sistemas) -- Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, 2010.

1. Veículos de carga. 2. Veículo combinado.
3. Desempenho na frenagem. 4. Suspensão mecânica. 5. ABS.
6. Matlab/Simulink. 7. *SimMechanics*. I. Título.

FOLHA DE JULGAMENTO

Candidato(a): Ingeniero **HENRY PIZARRO VIVEROS**.

Dissertação defendida e julgada em 29.10.2010 perante a Comissão Julgadora:

Prof. Associado **ANTÔNIO CARLOS CANALE** – (Orientador)
(Escola de Engenharia de São Carlos/USP)

APROVADO

Prof. Dr. **JUAN CARLOS HORTA GUTIERREZ**
(Universidade Federal de Minas Gerais/UFGM)

APROVADO

Prof^a. Dr^a. **SILVIA FARIA IOMBRILLER**
(FORD MOTOR COMPANY)

APROVADO

Prof. Associado **JONAS DE CARVALHO**
Coordenador do Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica

Prof. Titular **GERALDO ROBERTO MARTINS DA COSTA**
Presidente da Comissão da Pós-Graduação da EESC

Dedico este trabalho à minha esposa Cecília e aos meus filhos Johana Jimena, Emerson Camilo e a você menina linda, que compartilharam esse desafio, com paciência, carinho e força que sempre me ajudou nos momentos difíceis.

Aos meus avôs Juana e Cesar. À minha mãe Filomena Viveros pelo exemplo de dedicação e trabalho. Às minhas irmãs Yuri, Lizbeth e Jeniffer continuem seguindo sempre em frente.

AGRADECIMENTOS

Meu maior agradecimento a Deus, por cada detalhe que foi posto na minha vida e por me permitir esta felicidade com minha família.

Ao Prof. Dr. Antônio Carlos Canale pela oportunidade, orientação e por ter me ensinado muitas coisas.

Ao Laboratório Computacional de Veículos (LCV) do Departamento de Engenharia de Materiais, Aeronáutica e Automobilística da Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo (EESC-USP).

Aos meus amigos de sala que me aconselharam e ajudaram pacientemente, à Renata Neves Penha a menina das respostas certas e a Gustavo Siqueira Alvarenga com que compartilhei disciplinas, testes em pista, músicas, ansiedades, conselhos e desesperos; obrigado meus amigos.

A minha esposa Cecília pelo apoio diário e os meus filhos Johana Jimena e Emerson Camilo por me compreender os momentos que deixei de brincar com eles e dediquei ao meu trabalho. À minha mãe Filomena, minhas irmãs Yuri, Lizbeth e Jennifer por acreditar em mim e pela força que sempre me deram. Um eterno agradecimento a Ju@n@s.net pelo apoio moral e financeiro.

A meus amigos Peruanos estudantes e residentes em São Carlos, pela amizade, jogos de futebol e os inesquecíveis churrascos no *Inkawasi*, momentos que tiraram as saudades da minha terra.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) pela bolsa de estudo concedida.

“Quem atribui à crise seus fracassos e penúrias, violenta seu próprio talento e respeita
mais os problemas do que as soluções”

Albert Einstein

RESUMO

VIVEROS, P. H. **Análise do desempenho na frenagem de um cavalo mecânico e semi-reboque com suspensão mecânica e sistema ABS mediante simulação em Matlab/Simulink.** 2010, 103p. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2010.

A presente dissertação visa analisar o desempenho na frenagem de um cavalo mecânico e semi-reboque que utiliza o sistema ABS (*Antilock Braking System*). Foi desenvolvido um modelo virtual de simulação utilizando a técnica dos sistemas multicorpos (*Multibody System*) do *SimMechanics*, um toolbox do Matlab/Simulink. No modelo virtual do veículo combinado foram considerados os parâmetros geométricos e mecânicos dos chassis, das suspensões, dos freios, contato pneu-pavimento e a válvula sensível à carga. São obtidas as forças normais dinâmicas no contato pneu pavimento quando o veículo está desacelerando de 20m/s até a parada completa, estas forças normais dinâmicas são entradas de uma sub-rotina em Simulink onde são calculadas as forças de frenagem, quando os freios tipo S came são acionados. São realizadas simulações de frenagens em linha reta em pistas de média aderência (0,4) e alta aderência (0,8). As eficiências são obtidas quando o cavalo mecânico utiliza a configuração fixa de ABS tipo 6S/6M e o semi-reboque utiliza diversas configurações de ABS tipos: 2S/1M (e 4,6); 2S/2M (e 4,6); 4S/2M (e4); 4S/2M (e6); 4S/3M (e4); 4S/3M (e6); 4S/4M (e4) e 4S/4M (e6) e 6S/6M. O veículo é simulado também freando sem sistema ABS e a eficiência resultante comparada com as obtidas anteriormente. Os resultados são apresentados em figuras que mostram as forças normais dinâmicas ao pavimento, as aderências utilizadas pelos pneus e as eficiências atingidas pelas diversas configurações de ABS utilizadas no semi-reboque. Conclui-se de forma geral que configurações de ABS com mais sensores e válvulas moduladoras produzem uma eficiência maior e que a utilização de qualquer configuração de ABS como sistema complementar do sistema de freios de serviço, aumenta a eficiência de frenagem que é sempre superior ao do veículo sem sistema ABS. Esses resultados ajudam na preservação da dirigibilidade e estabilidade do veículo combinado, contribuindo assim na prevenção de acidentes de trânsito em situações de emergência.

Palavras chaves: Veículo combinado. Desempenho na frenagem. Suspensão mecânica. ABS. *SimMechanics*. Matlab/Simulink.

ABSTRACT

VIVEROS, P. H. Analysis of the performance of tractor-semitrailer vehicles with mechanical suspension and ABS system through simulation in Matlab/Simulink. 2010, 103p. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2010

This dissertation reports on the development of a simulation model for the analysis of the braking performance of tractor-semitrailer vehicles that use the ABS (Antilock Braking System). The model was developed using the virtual simulation technique of Multibody Systems with SimMechanics, a toolbox of Matlab/Simulink. In this simulation model the mechanical and geometrical parameters of the chassis, suspensions, brakes, adhesion coefficient, and load sensing valve were considered. When the vehicle is decelerating, the normal forces between the tire and road surface are obtained by the virtual model. These forces are the input of a subroutine in which the braking forces are calculated when the S-Came brakes are triggered. Simulations of braking on straight line in road were made for average adhesion coefficient (0.4) and high adhesion coefficient (0.8). Efficiencies were obtained when the tractor used fixed ABS configuration of a 6S/6M type, and the semitrailer used the ABS type: 2S/1M (and 4.6); 2S/2M (and 4.6); 4S/2M (e4); 4S/2M (e6); 4S/3M (e4); 4S/3M (e6); 4S/4M (e4) and 4S/4M (e6) and 6S/6M. The results are presented in figures which show, the normal dynamic forces between tire and road, adhesions used by the tires and the efficiencies achieved by different ABS configurations installed in the semi-trailer. It is possible to conclude that in general ABS configurations with more sensors and modulating valves produce higher efficiency and the use of any configuration as a complementary system of the ABS brake system service increases the braking efficiency, which is always higher than that of a vehicle without ABS. The results help preserving the vehicle stability and maneuverability, preventing road accidents in emergency situations.

Key-words: Tractor-semitrailer vehicle. Braking performance. Tandem axle. ABS SimMechanics. Matlab/Simulink.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Sistemas de coordenadas locais do veículo combinado.....	28
Figura 2.2 - Posição do CG de um veículo combinado (CANALE, 1989)	29
Figura 2.3 - Passeio longitudinal do CG (CANALE, 2004).....	29
Figura 2.4 - Força de resistência devido a inclinação da pista	30
Figura 2.5 - Abaco de inclinação da pista	31
Figura 2.6 - Variação do coeficiente de resistência ao rolamento. (a) com a pressão de insuflagem e (b) Com o diâmetro do pneu (GILLESPIE, 1992).....	32
Figura 2.7- Deformação da borracha e origem do escorregamento adaptado de (GARDINALLI, 2005).....	34
Figura 2.8 - Mecanismo de contato pneu-pavimento (GILLESPIE, 1992).....	35
Figura 2.9 - Coeficiente de aderência em função do escorregamento (TABOREK, 1957)	36
Figura 2.10 - Forças atuantes no pneu em curva (BOSCH, 2003)	36
Figura 2.11 - Freio a disco (BOSCH, 2003).....	38
Figura 2.12 - Freio a tambor hidráulico (BOSCH, 2003).....	39
Figura 2.13 - Sistema de freios a tambor tipo came S (HANDBOOK, 2010)	40
Figura 2.14 - Válvula sensível à carga (BOSCH, 2003)	41
Figura 2.15 - Válvula sensível à pressão (BOSCH, 2003)	42
Figura 2.16 - Válvula sensível à desaceleração (BOSCH, 2003).....	43
Figura 2.17 - Comparação de feixes de molas traseiros para veículos.....	44
Figura 2.18 - Molas tipo espiral (VOLKSWAGEN, 1998).....	45
Figura 2.19 - Amortecedor	45
Figura 2.20 - Típico sistema de direção de veículos medios e pesados	46
Figura 2.21 - Sistema de suspensão Four-link (GILLESPIE, 1992)	47
Figura 2.22 - Suspensão do tipo Trailing Arm (GILLESPIE, 1992).....	47
Figura 2.23 - Suspensão do tipo <i>Short-Long-Arm</i> (GILLESPIE, 1992)	48
Figura 2.24 - Suspensão tipo Mc Pherson (VOLKSWAGEN, 1998)	48
Figura 2.25 - Eixo rígido com suspensão de feixe de molas (FLUEREN, 2009)	49

Figura 2.26 - Eixo rígido com suspensão de bolsa de ar (FLUEREN, 2009).....	50
Figura 2.27 - Distribuição de carga no pavimento (HEISLER, 2002).....	50
Figura 2.28 - Suspensão tipo tandem duplo no cavalo mecânico (HEISLER, 2002).....	51
Figura 2.29 - Suspensão tandem triplo (HEISLER, 2002)	52
Figura 2.30 - Evolução do ABS (BOSCH, 2007).....	56
Figura 2.31 - Ciclo de funcionamento do ABS adaptado de (GILLESPIE, 1992).....	59
Figura 2.32 - Força frenagem e força lateral em função do ângulo de esterçamento	60
Figura 2.33 - Configurações dos ABS utilizadas no veículo combinado	62
Figura 3.1 - Forças agindo num veículo em equilíbrio estático.....	69
Figura 3.2 - Momentos atuando no cavalo mecânico	69
Figura 3.3 - Forças atuando no semi-reboque.....	70
Figura 3.4 - Forças agindo em desaceleração	70
Figura 3.5 - Momentos atuando no cavalo mecânico	71
Figura 3.6 - Forças atuando no semi-reboque.....	72
Figura 3.7 - Forças atuando no freio tambor e na roda (BROSSI, 2002)	72
Figura 3.8 - Modelo do simulador em Matlab/Simulink	76
Figura 3.9 - Tela principal do programa de simulação	77
Figura 3.10 - Modelo virtual do veículo em <i>SimMechanics</i>	77
Figura 4.1 - Forças normais ao pavimento em condição estática - cavalo mecânico	80
Figura 4.2 - Forças normais ao pavimento em condição estática - semi-reboque	80
Figura 4.3 - Forças normais ao pavimento atuando na frenagem	81
Figura 4.4 - Veículo sem ABS em pista com aderência média (0,4).....	82
Figura 4.5 - Detalhe do pico de aderência do veículo sem ABS	82
Figura 4.6 - Veículo com ABS 6S/6M em pista com aderência média (0,4).....	83
Figura 4.7 - Veículo com diversos tipos de ABS em pista de aderência média (0,4).....	84
Figura 4.8 - Veículo sem ABS em pista de aderência média (0,4) em função da pressão.	85
Figura 4.9 - Detalhe do pico de aderência do veículo sem ABS	85
Figura 4.10 - Veículo com ABS tipo 6S/6M em pista de aderência média (0,4)	86
Figura 4.11 - Veículo com diversos tipos de ABS em pista de aderência média (0,4).....	87

Figura 4.12 - Veículo sem ABS em pista de alta aderência (0,8) em função do tempo.....	88
Figura 4.13 - Detalhe do pico de aderência do veículo sem ABS	89
Figura 4.14 - Veículo com ABS 6S/6M em pista de aderência alta (0,8) em função do tempo	89
Figura 4.15 - Veículo com diversos tipos de ABS em pista de aderência alta (0,8)	90
Figura 4.16 - Veículo sem ABS em pista de aderência alta (0,8) em função da pressão	91
Figura 4.17 - Detalhe do pico de aderência do veículo sem ABS	91
Figura 4.18 - Veículo com ABS tipo 6S/6M em pista de aderência alta (0,8)	92
Figura 4.19 - Veículo com diversos tipos de ABS em pista de aderência alta (0,8)	93
Figura 4.20 - Eficiência de frenagem em pista de média aderência (0,4)	94
Figura 4.21 - Eficiência de frenagem em pista de alta aderência (0,8)	94

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Sistema de segurança veicular (GARDINALLI, 2005).....	53
Tabela 2.2 - Categorias veiculares da resolução Nº 312 CONTRAN.....	58
Tabela 3.1 - Propriedades mecânicas dos freios	73
Tabela 3.2 - Características do cavalo mecânico	75
Tabela 3.3 - Características do semi-reboque	76
Tabela 4.1 - Tempos de atuação dos sistemas ABS nas eficiências de frenagem analisadas ..	95

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABS	Sistema antitravamento de freios (<i>Antilock Braking System</i>)
ACC	<i>Adaptative Cruise Control</i>
CG	Centro de gravidade
CAPS	<i>Combined Active and Passive Safety</i>
CONTRAN	Conselho Nacional de Trânsito
CVC	Combinação de Veículos de Carga
EBS	Sistema de Freios Eletrônicos (<i>Electronic Braking System</i>)
MBS	Sistema multicorpos (<i>Multibody System</i>)
3S3	Veículo combinado de três eixos no cavalo e três eixos no semi-reboque.
PBTC	Peso Bruto Total Combinado
SBC	<i>Sensotronic Brake Control</i>
SAE	Sociedade de Engenheiros Automotivos (<i>Society of Automotive Engineers</i>)
TCS	Sistema de controle de tração (<i>Traction Control System</i>)
M	Veículo automotor de quatro rodas projetado para transporte de passageiros
M1	Veículos de transporte de passageiros que não tenham mais de oito assentos e massa não superior a 5 t.
M2	Veículos de transporte de passageiros com massa não superior a 5 t.
M3	Veículos de transporte de passageiros com massa superior a 5 t.
N	Veículo automotor de quatro rodas projetado e construído para transporte de carga.
N1	Veículos de transporte de carga com massa não superior a 3,5 t.
N2	Veículos de transporte de carga com massa superior a 3,5 t e inferior a 12t.
N3	Veículos de transporte de carga com massa superior a 12 t.
O	Reboques incluindo semi-reboques.
ODE	<i>Ordinary Differential Equation</i>
VDM	<i>Vehicle Dynamics Management</i>
VRML	<i>Virtual Reality Modeling Language</i>

2S/1M (e 4,6)	2 sensores de roda e 1 válvula moduladora com eixos escravos 4 e 6
2S/2M (e 4,6)	2 sensores de roda e 2 válvulas moduladoras com eixos escravos 4 e 6
4S/2M (e 4)	4 sensores de roda e 2 válvulas moduladoras com eixo escravo 4
4S/2M (e 6)	4 sensores de roda e 2 válvulas moduladoras com eixo escravo 6
4S/3M (e 4)	4 sensores de roda e 3 válvulas moduladoras com eixo escravo 4
4S/3M (e 6)	4 sensores de roda e 3 válvulas moduladoras com eixo escravo 6
4S/4M (e 4)	4 sensores de roda e 4 válvulas moduladoras com eixo escravo 4
4S/4M (e 6)	4 sensores de roda e 4 válvulas moduladoras com eixo escravo 6
6S/6M	6 sensores de roda e 6 válvulas moduladoras

LISTA DE SIMBOLOS

Símbolos gregos

ρ	Densidade do ar [kg/m^3]
η_t	Eficiência do sistema de transmissão [%]
η	Eficiência de freios [%]
η_b	Eficiência de frenagem [%]
Θ	Ângulo de inclinação da pista [%]
γ_b	Coeficiente das inércias dos elementos em rotação ligados a roda [-]
μ	Coeficiente de aderência [-]
μ_o	Coeficiente de aderência máximo entre pavimento e o pneumático [-]
μ_s	Coeficiente de aderência dinâmico entre pavimento e o pneumático [-]
ξ	Relação de transmissão do elemento [-]

Letras latinas

A	área do cilindro de freio [m^2]
a_x	Aceleração na direção x [m/s^2]
b	Máxima desaceleração do veículo combinado [m/s^2]
B_1	Força de frenagem no eixo 1 do veículo combinado [N]
B_2	Força de frenagem no eixo 2 do veículo combinado [N]
B_3	Força de frenagem no eixo 3 do veículo combinado [N]
B_4	Força de frenagem no eixo 4 do veículo combinado [N]
B_5	Força de frenagem no eixo 5 do veículo combinado [N]
B_6	Força de frenagem no eixo 6 do veículo combinado [N]
D	Diâmetro do tambor [m]
D_a	Força de arrasto aerodinâmico [N]
d_{e1}	Distância entre eixos tandem duplo [m]
d_{e2}	Distância entre eixos tandem triplo [m]
d_{qr}	Distância quinta roda a metade tandem [m]

E	Radio do <i>S came</i> [m]
F	Força que o <i>S came</i> exerce na lona [N]
F_{t1}	Força que a lona primaria faz no tambor [N]
F_{t2}	Força que a lona secundaria faz no tambor [N]
F_{xq}	Força aplicada na quinta roda na direção x [N]
F_{xf}	Força aplicada no eixo frontal na direção x [N]
F_{xr}	Força aplicada no eixo traseiro na direção x [N]
F_{zf}	Força aplicada no eixo frontal na direção z [N]
F_{zq}	Força aplicada na quinta roda na direção z [N]
F_{zr}	Força aplicada no eixo traseiro na direção z [N]
h_1	Altura do CG do cavalo mecânico [m]
h_2	Altura do CG do semi-reboque [m]
h_{q1}	Altura da quinta roda [m]
K	Fator de freio[-]
La	Comprimento da alavanca ajustadora [m]
M	Massa do veículo [kg]
m_1	Massa do cavalo mecânico [kg]
m_2	Massa do semi-reboque [kg]
R_{din}	Raio dinâmico do pneu [m]
R_R	Força de resistência ao rolamento [N]
P	Pressão que chega ao cilindro de freio[bar]
T	Torque de frenagem gerado pelo tambor [N.m]
T_1	Torque de frenagem aplicado no <i>S came</i> [N.m]
W	Peso do veículo [N]
W_1	Peso do cavalo mecânico [N]
W_2	Peso do semi-reboque [N]

SUMARIO

CAPITULO 1 - INTRODUÇÃO	23
1.1 Objetivos	25
1.2 Organização da dissertação	25
CAPITULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	27
2.1 Aspectos fundamentais da dinâmica veicular	27
2.1.1 Sistema de coordenadas	27
2.1.2 A posição do centro de gravidade veicular obtida experimentalmente.....	28
2.1.3 Forças de resistência ao movimento.	30
2.1.4 Pneumáticos	34
2.2 Dinâmica de frenagem	37
2.2.1 Sistema de freios	37
2.2.2 Válvulas reguladoras de pressão	41
2.3 Sistema de suspensão veicular	43
2.3.1 Componentes do sistema de suspensão.....	44
2.3.2 Suspensão dependente de eixo rígido	46
2.3.3 Suspensões independentes	47
2.3.4 Suspensão dianteira de veículos combinados	49
2.3.5 Suspensão traseira de veículos combinados.....	50
2.4 Sistemas de segurança veicular	53
2.4.1 Sistema de segurança passiva.....	54
2.4.2 Sistema de segurança ativa.....	54
2.5 Sistema antibloqueio dos freios - ABS	54
2.5.1 Histórico	54
2.5.2 Estudos e regulamentação do sistema ABS no Brasil.....	57
2.5.3 Funcionamento do ABS	58
2.5.4 Tipos e configurações dos ABS	60
2.6 A simulação no estudo da dinâmica veicular	63
2.6.1 Modelagem de sistemas multicorpos em Matlab/Simulink	64

2.6.2	Aspectos visuais do <i>SimMechanics</i>	64
2.6.3	Configuração de solvers no Simulink.....	65
CAPITULO 3 - METODOLOGIA.....		67
3.1	Modelo matemático do veículo combinado.....	68
3.1.1	Análise de equilíbrio estático.....	69
3.1.2	Análise dinâmica	70
3.2	Modelo do sistema de freio tipo <i>S came</i>	72
3.3	Modelagem e simulação do ABS	75
3.4	Modelo físico do veículo combinado em <i>SimMechanics</i>	75
CAPITULO 4 - RESULTADOS		79
4.1	Equilíbrio estático do veículo combinado	79
4.2	Forças normais ao pavimento atuando na frenagem.....	81
4.3	Frenagem em pista de média aderência (0,4)	81
4.3.1	Curvas de aderência em função do tempo	82
4.3.2	Curvas de aderência em função da pressão	85
4.4	Frenagem em pista de alta aderência (0,8)	88
4.4.1	Curvas de aderência em função do tempo	88
4.4.2	Curvas de aderência em função de pressão	91
4.5	Eficiência da frenagem veicular	94
CAPITULO 5 - CONCLUSÃO.....		97
5.1	Sugestões para trabalhos futuros	98
REFERÊNCIAS.....		99

CAPITULO 1 - INTRODUÇÃO

O crescimento econômico do Brasil nos últimos 30 anos gerou uma expansão do transporte de carga, eles são realizados na sua maioria por meio rodoviário mediante caminhões simples e combinados. A demanda por transporte de carga se dá principalmente pela necessidade de uma maior integração comercial e econômica entre os estados brasileiros e também com países vizinhos. Devido ao surgimento de diversos tratados de livre comércio se tem um crescimento da demanda e fluxo de mercadorias, o que levou que os veículos de carga evoluíssem com a finalidade de transportar maiores volumes de cargas e com melhores níveis de segurança veicular.

Com o objetivo de aumentar a segurança veicular no Brasil, todos os automóveis novos fabricados no país ou importados deverão obrigatoriamente ter o ABS até 2014. A medida foi estabelecida pela resolução Nº 312 de 03 de abril de 2009 do Conselho Nacional de Trânsito - CONTRAN. A lei resolve estabelecer como obrigatório a utilização do sistema antitravamento de freios ABS, para os veículos novos produzidos, saídos de fábrica e os veículos originários de novos projetos, nacionais e importados. Em relação aos veículos unitários e combinados (categorias M2, M3, N2, N3 e O), 40% devem estar equipados a partir de 01 de janeiro de 2013 e no ano 2014 a totalidade da frota. A importância de estudos que mostrem a necessidade da utilização do ABS e a adequada seleção das diversas configurações existentes no mercado Brasileiro é fundamental nesse processo de adequação a essa nova regulamentação.

O estudo do desempenho da frenagem de um veículo combinado que utiliza sistema ABS pode se realizar das seguintes maneiras: através de testes em pista ou mediante a utilização de modelos de simulação computacional provenientes de equações matemáticas validadas. A melhor alternativa combinaria os dois enfoques, que às vezes não é possível se fazer no Brasil. A

realização de estudos completamente experimentais se torna também difícil pelo alto custo associado a uma instrumentação necessária, à disponibilidade de veículos protótipos, infraestrutura adequada e dos recursos humanos associados. Quando estas condições não são factíveis, este tipo de estudo se realiza com modelos de simulação computacionais validados que permite fazer avaliações do desempenho na frenagem com um grau de confiabilidade suficiente e de uma forma rápida e mais econômica.

Na área automotiva e na engenharia mecânica a utilização de simulações computacionais para o processo de desenvolvimento de projetos está em franco aumento. Uma das técnicas empregadas em sistemas mecânicos é a técnica dos sistemas multicorpos ou MBS (*multibody systems*), implementada já em vários pacotes de softwares disponíveis comercialmente como é o Matlab/Simulink(SCHLOTTER, 2003).

O estudo do desempenho na frenagem tem como objetivo garantir a estabilidade e dirigibilidade veicular. O sistema de freio é o principal sistema de segurança ativa de um veículo e o correto funcionamento garante um melhor desempenho na frenagem, e conseqüentemente a redução do número de acidentes nas rodovias. O sistema ABS é atualmente um dos dispositivos de segurança mais comuns e corresponde a um sistema antibloqueio de freios, um equipamento auxiliar do sistema de freio de serviço que ajuda a evitar o travamento das rodas dos veículos e torna possível se manter a trajetória original do veículo.

Existem várias configurações de ABS que podem ser utilizados nos veículos combinados e a comparação da ação deles pode ser realizada através da “eficiência de frenagem” do veículo. Nela se indica quanto da aderência total entre os pneus e o pavimento está sendo efetivamente utilizada durante uma frenagem severa que leva o veículo ao seu limite de desempenho conservando a dirigibilidade e estabilidade do veículo.

Nesse contexto e tendo como base a teoria sobre a dinâmica veicular a presente dissertação é proposta para contribuir no fornecimento de informações importantes que ajudem na escolha correta das diferentes configurações de ABS para incrementar o desempenho na frenagem do veículo combinado.

1.1 Objetivos

Análise da eficiência da frenagem de um veículo combinado cavalo mecânico e semi-reboque com suspensão mecânica em tandem triplo que utiliza o sistema ABS, mediante simulação em Matlab/Simulink.

Avaliar a técnica dos sistemas multicorpos de *SimMechanics* e o aporte no análise de modelos veiculares que considere aspectos de dinâmica veicular.

Avaliar a eficiência que apresentam as diversas configurações dos sistemas ABS disponíveis no mercado Brasileiro contribuindo com informações para uma seleção adequada delas ao veículo combinado e ao mercado Brasileiro.

1.2 Organização da dissertação

A dissertação está formada por cinco capítulos que seguem a seguinte seqüência:

O capítulo 2: apresenta uma revisão da literatura, considerando aspectos fundamentais da dinâmica veicular, dinâmica da frenagem, sistema de suspensão veicular, sistema de segurança veicular, configurações de ABS e simulação veicular.

O capítulo 3: apresenta a metodologia utilizada para o desenvolvimento do trabalho, a fundamentação da eficiência de frenagem, a modelagem dos sistemas ABS e o sistema de freio tambor “S came” utilizado no Matlab/Simulink.

O capítulo 4: organiza os resultados obtidos nas simulações, apresentando figuras das forças verticais em condição estática, forças normais ao pavimento, frenagem em pista de média e alta aderência em função do tempo e da pressão de freio, e finalmente a eficiência da frenagem.

O capítulo 5: apresenta as conclusões e algumas sugestões para trabalhos futuros.

CAPITULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Aspectos fundamentais da dinâmica veicular

No presente capítulo apresentamos a teoria básica da dinâmica veicular e conceitos fundamentais da pesquisa que ajudaram no estudo do desempenho na frenagem do veículo combinado.

2.1.1 Sistema de coordenadas

Todo veículo automotor é um corpo físico que produz forças internamente e é capaz de fazê-las interagir com o meio externo, sob o comando de um condutor, gerando acelerações e desacelerações com conseqüentes deslocamentos. Estudar a origem e os efeitos das forças atuantes no movimento do veículo sobre o pavimento é o objetivo do estudo da dinâmica de veículos. As forças atuam principalmente entre o pneu e o pavimento, tornando-se o pneu um elemento muito importante no estudo da dinâmica veicular.

A maioria das análises da dinâmica de veículos utiliza o sistema de coordenadas ortogonal $O\ x'y'z'$ fixo na terra ou sistema global, com o eixo z' na direção e sentido do vetor da aceleração da gravidade. Considera esse sistema aqui como sistema inercial cuja origem é coincidente com o ponto onde se inicia a manobra.

Para a análise veicular utilizamos o sistema de coordenadas local $Oxyz$ descrito por um conjunto ortogonal de eixos e ângulos padronizados conforme a convenção de eixos da SAE J670 (GILLESPIE, 1992). O sistema tem sua origem coincidente com o centro de gravidade (CG) que é o ponto do veículo no qual se considera concentrada a sua massa, chamado sistema de coordenadas móvel (rotacional e translacional). Os movimentos de rotação em torno dos eixos

do sistema descrito são usualmente denominados: rolamento (*roll*) para movimento em torno do eixo x , arfagem (*pitch*) para o movimento em torno do eixo y , e guinada (*yaw*) para o movimento em torno do eixo z .

Em veículos combinados se utilizam mais de um sistema de coordenadas locais (Figura 2.1). Neste caso têm-se um no cavalo mecânico e outro no semi-reboque, que também têm suas origens coincidentes com os CGs de ambas as composições. Além destes quando se utiliza modelagem em sistemas multicorpos (MBS) é necessário um sistema de coordenada local para cada corpo (*body*) e um sistema de coordenadas global.

Figura 2.1 - Sistemas de coordenadas locais do veículo combinado

2.1.2 A posição do centro de gravidade veicular obtida experimentalmente.

A posição do CG de um veículo comercial tem grande influência nas características de desempenho, condições operacionais e estabilidade (CANALE, 1989). O CG é altamente dependente da posição dos passageiros ou da carga. Quando as pessoas entram no veículo ou a carga é carregada, o CG muda de posição, tanto no sentido longitudinal (eixo x) quanto para acima (eixo z).

Segundo Reimpell *et. al* (2001) a posição dos centros de gravidade de veículos combinados é um tema importante porque são desejáveis que eles sejam sempre baixos, pois estão associados com problemas de condução dinâmica e aumento do desempenho do veículo nas curvas.

Canale (1989) descreve como encontrar experimentalmente o posicionamento do CG de um veículo mediante o procedimento de levantamento e pesagem de um dos seus eixos. Assim

são encontrados os posicionamentos na direção longitudinal x , transversal y e vertical z utilizada normalmente para veículos vazios. Esta técnica pode ser aplicada também para o cavalo mecânico e semi-reboque como mostra a Figura 2.2.

Figura 2.2 - Posição do CG de um veículo combinado (CANALE, 1989)

Uma técnica mais precisa para se obter a posição do centro de gravidade foi desenvolvida também por Canale (1991). A técnica é denominada “passeio do centro de gravidade”. Ela consiste na determinação de todas as posições possíveis e admissíveis do centro de gravidade do veículo carregado. Isto delimita uma região onde o CG poderá estar dependendo de como o veículo é carregado, obedecendo às restrições de pesos nos eixos indicadas pelo seu fabricante e pela lei da balança. O resultado da aplicação desta técnica é um mapa de desempenho na frenagem com os carregamentos do veículo e as variações das posições do CG.

Figura 2.3 - Passeio longitudinal do CG (CANALE, 1991)

A Figura 2.3 apresenta a aplicação da técnica do “passeio do centro de gravidade” em um veículo para se determinar o passeio longitudinal do CG. Com o peso em ordem de marcha 1 do veículo se traça a reta (I) e com o peso total máximo do veículo especificado se traça a reta (II).

A curva (III) representa o carregamento do banco dianteiro a partir do peso em ordem de marcha. A curva (IV) limita o peso máximo no eixo dianteiro. Da mesma forma, a curva (V) representa o carregamento do porta malas a partir do peso em ordem de marcha, e a curva (VI) o limite máximo de peso no eixo traseiro. A área delimitada por estas curvas é o passeio longitudinal do CG do veículo de acordo com o carregamento. O ponto destacado sobre a curva (III) é chamado de peso operacional, que é o peso em ordem de marcha mais um motorista de 75kgf no banco dianteiro.

A influência dos pesos dinâmicos na posição do CG apresenta influência em condições de rampa. Também tem influência na eficiência de frenagem porque esta variação determina a sequência de acionamento dos sistemas ABS (GUTIERREZ, *et al.*, 2006)

2.1.3 Forças de resistência ao movimento.

Em um veículo atuam muitas forças que interferem no seu movimento normal. A compreensão destas forças é fundamental para o estudo do desempenho dinâmico dos veículos, e serão definidas a seguir:

Força de resistência devido à inclinação da pista.

Esta força atua aumentando ou diminuindo o desempenho da frenagem. Isto depende do sentido do veículo na rampa, conforme a Figura 2.4. O efeito da inclinação da pista se denomina como “ R_g ”, que é a componente do peso na direção do movimento, sendo calculada por:

$$R_g = W \cdot \sin \theta \quad (2.1)$$

Figura 2.4 - Força de resistência devido a inclinação da pista

A força R_g terá influencia significativa na frenagem de um veículo combinado em aclives ou declives acima de 6%. A Figura 2.5 mostra o ábaco de inclinação da pista, onde pode se calcular as inclinações medidas em percentagens. As inclinações menores a 6% apresentam variações pequenas para as condições de frenagem (CANALE, 1989).

Figura 2.5 - Abaco de inclinação da pista

Energia perdida nos pneus (resistência ao rolamento).

Definida como a energia perdida nos pneus em forma de calor, produzida nos contatos dos pneus com o pavimento, resultante da transformação da energia cinética do veículo em calor no contato pneu-pavimento. Esta energia resulta da ação da “força de resistência ao rolamento” dos pneus que é composta por três partes:

- Atrito ou escorregamento entre pneus e pavimento.
- Arrasto do ar dentro e fora dos pneus.
- Perdas por histerese dos materiais dos pneus e do pavimento que sofrem deformações cíclicas.

Considerando o veículo como um todo, a resistência ao rolamento é a soma das resistências de todas as rodas no cavalo mecânico e no semi-reboque.

$$R_r = R_{r_{\text{cavalo}}} + R_{r_{\text{semireboque}}} = f_r \cdot W_{\text{cavalo}} \cdot \cos \theta + f_r \cdot W_{\text{semireboque}} \cdot \cos \theta \quad (2.2)$$

Onde θ é o aclive ou declive do pavimento, e f_r é o coeficiente de resistência ao rolamento que é um fator adimensional que expressa os efeitos de complicadas e interdependentes propriedades físicas do pneu e do pavimento. A seguir alguns fatores que afetam a resistência ao rolamento:

A temperatura do pneu pode ter um efeito significativo na resistência experimentada, porque boa parte da resistência ao rolamento em superfícies pavimentadas surge da deformação e da perda

de energia no material do pneu. A pressão de insuflagem do pneu determina em parte a elasticidade do pneu, e em combinação com o carregamento, determina a deflexão das paredes laterais e da área de contato. A resistência ao rolamento também depende da elasticidade do pavimento. Em superfícies macias como areia, pressões de insuflagem altas resultam em uma maior penetração do pneu ao solo e conseqüente elevação do coeficiente de resistência ao rolamento como mostra a Figura 2.6(a). Ao contrário, pressões de insuflagem menores, enquanto diminuem a penetração no solo, aumentam a flexão do pneu. Rodas transferindo forças de tração ou de frenagens apresentam resistências ao rolamento maiores devido ao escorregamento parcial do pneu maior e do atrito dinâmico resultante. Outro fator é o material do pneu, como se mostra na Figura 2.6(b) apresenta a variação do coeficiente com o diâmetro do pneu (GILLESPIE, 1992)

Figura 2.6 - Variação do coeficiente de resistência ao rolamento. (a) com a pressão de insuflagem e (b) Com o diâmetro do pneu (GILLESPIE, 1992)

Força de resistência aerodinâmica.

É a força que resiste ao movimento do veículo originado basicamente em três componentes: o atrito do ar com as laterais do veículo, o fluxo de ar através do automóvel para refrigeração ou ventilação e a resistência que depende da forma aerodinâmica do corpo. As forças aerodinâmicas interagem com o veículo causando não só arrasto (força de resistência) como também força de sustentação ou compressão no solo, momento de "yaw", "pitch" e "roll". Como o fluxo de ar sobre um corpo é muito complexo surgiu à necessidade do desenvolvimento de modelos semi-empíricos para representar o fenômeno. Gillespie (1992) mostra uma equação para se obter a resistência aerodinâmica:

$$R_a = \frac{\rho \cdot V^2 \cdot C_a \cdot A}{2} \quad (2.3)$$

onde: A é a área frontal do veículo; ρ é a densidade do ar; V é a velocidade relativa entre o veículo e o ar; C_a é o coeficiente de arrasto aerodinâmico que depende basicamente da forma do corpo que está exposto ao fluxo de ar.

Para o veículo combinado tipo cavalo mecânico semi-reboque, a contribuição da força de resistência do ar na desaceleração durante uma frenagem de emergência total, partindo de uma velocidade inicial de até 60 km/h é geralmente pequena. Em muitas simulações nas condições descritas acima, a força de resistência do ar total da composição veicular pode ser desconsiderada, principalmente quando a velocidade inicial for inferior a 60 km/h. Coeficientes de arrasto aerodinâmicos de composições veiculares são escassas na literatura. Isto ocorre por ser não comum o estudo teórico ou em túnel de vento de veículos longos combinados.

Forças de inércia.

O movimento de translação de um veículo também implica no movimento de rotação do sistema de geração e transmissão de torque para as rodas motrizes. Pode-se definir um fator γ_b , que multiplicado pela massa do veículo, expressa o efeito da inércia das partes rotativas (CANALE, 1989).

$$R_i = a \cdot m \cdot \gamma_b \quad (2.4)$$

$$\gamma_b = 1 + \frac{1}{m} \cdot \frac{\sum_{i=1}^n I_i \cdot \xi_i^2}{r^2} \quad (2.5)$$

onde: γ_b é o coeficiente das inércias rolantes; m é a massa do veículo; I é o momento de inércia; r é o raio dinâmico dos pneus; ξ é a relação de transmissão; n é o número de elementos em rotação do sistema de transmissão e rodas. O fator γ_b assume valores altos principalmente nas primeiras marchas. Isto indica que nos programas de simulação é importante se considerar pelo menos a inércia do motor, do volante do motor e das rodas do veículo.

Forças de resistência do sistema de transmissão

A resistência da transmissão (atritos internos) representa a parcela da potência perdida no processo de transmissão do torque do motor para as rodas, passando pela caixa de câmbio e

diferencial. Geralmente é dada como uma eficiência “ η_t ” do sistema que pode ser medida experimentalmente. Este fator deve ser considerado em simulações de frenagens de emergência quando se considera o efeito de retardo do motor com o veículo engrenado em uma de suas marchas da caixa de cambio.

2.1.4 Pneumáticos

Ao analisar o mecanismo do contato pneu-pavimento, é comum relacionar às forças que agem nesta interface, tais como a força de tração e a de frenagem, diretamente com a força de atrito. O pneu tem essencialmente três funções (GILLESPIE, 1992):

- Suportar o carregamento vertical.
- Desenvolver forças longitudinais de aceleração e frenagem.
- Desenvolver forças laterais.

Cada elemento da banda de rodagem do pneu, que passa pela área de contato do pneu com o pavimento exerce uma tensão de cisalhamento, a qual se integrada na área de contato, é igual às forças de tração e/ou frenagem desenvolvidas pelo pneu.

Segundo Gillespie (1992), o acoplamento entre o pneu e o pavimento baseia-se na ação de dois componentes primários: a aderência superficial e a histerese da borracha. A primeira tem origem na interação molecular entre a borracha e as partículas que compõem o pavimento, dela decorrem o desgaste do pneu. Já a segunda está associada à dissipação de calor pela deformação da borracha ao adaptar-se através de sua flexibilidade á rugosidade do pavimento o que gera calor e aquece o pneu. A Figura 2.7 mostra a deformação da borracha durante a interação pneu-pavimento.

Figura 2.7- Deformação da borracha e origem do escorregamento adaptado de (GARDINALLI, 2005)

Quando se estuda o acoplamento entre pneu e pavimento é conveniente substituir o termo “coeficiente de atrito” por “coeficiente de adesão” ou simplesmente “aderência” (μ). Segundo Gillespie (1992), a histerese é pouco influenciada pela presença de líquidos ou agentes que reduzem a aderência superficial como, por exemplo, a água da chuva ou o óleo. Já a aderência é substancialmente dependente da abrasão entre o contato do pneu e o pavimento, daí a redução da aderência em estradas molhadas, Figura 2.8.

Figura 2.8 - Mecanismo de contato pneu-pavimento (GILLESPIE, 1992)

Durante o rolamento do pneu sobre o pavimento, tanto a aderência quanto a histerese do pneu, estão correlacionadas, e um escorregamento parcial é observado, como resultado da deformação dos elementos da borracha da banda de rodagem do pneu, desenvolvendo e sustentando a força de frenagem

A Figura 2.9 mostra uma representação de um pneu transferindo uma força de frenagem B na direção de rolagem e uma força lateral S , perpendicular à direção de rolagem. Estas condições podem existir, em um carro sendo desacelerado em uma curva. Os limites das forças de frenagem são proporcionais aos valores de μ disponíveis. As forças B e S formam um vetor resultante R . Enquanto R permanecer dentro do círculo μ_o , ocorrerá rolamento. Caso B , S ou R saia do círculo de μ_o , a aderência cairá rapidamente para μ_s e a roda com o pneu escorregará totalmente sobre o pavimento. A força lateral S , a qual então não poderá ser mais mantida, desaparecerá completamente.

Figura 2.9 - Coeficiente de aderência em função do escorregamento (TABOREK, 1957)

Se o veículo descreve uma trajetória curvilínea, com ou sem frenagem, outra importante componente vem se juntar ao sistema dinâmico de forças que age sobre o veículo: a força lateral (F_S) que é responsável pela descrição de trajetórias curvas, relacionada também com a força centrípeta, (F_N) é o peso dinâmico, que difere para os eixos, dianteiro e traseiro do veículo, as forças de frenagem (F_U) e a força lateral (F_S). Estas forças são respostas do pavimento à ação dos freios e do mecanismo de esterçamento das rodas do veículo, mostradas na Figura 2.10. A força de frenagem surge em resposta ao torque que foi imposto pelo equipamento de freio da roda, e a força lateral à força centrípeta. Entretanto, estas forças apresentam um limite máximo de resposta, o qual é dado pela aderência máxima daquela condição de pneu e pavimento.

Figura 2.10 - Forças atuantes no pneu em curva (BOSCH, 2003)

2.2 Dinâmica de frenagem

2.2.1 Sistema de freios

Assim como todo veículo automotor necessita se movimentar mediante um sistema de tração composto por um motor e transmissão, também necessita reduzir a velocidade e parar o veículo utilizando um sistema de freios. Nos veículos comerciais, assim como nos automóveis e qualquer veículo em movimento, o sistema de freios tem por funções básicas permitir ao operador diminuir a velocidade e controlar o veículo durante o trajeto ou permitir a parada do mesmo em situações normais de uso ou em situações de emergência. O sistema de freios e o sistema de direção são os mais importantes na prevenção de acidentes.

A frenagem envolve a transformação das energias cinética e potencial do veículo em energia térmica. No projeto de freios, deve-se considerar, dentre outros fatores, estabilidade de frenagem, distribuição da força de frenagem nos eixos, utilização da aderência do pneu com o pavimento, frenagem em curva, distância de parada, desgaste do freio e análise térmica do sistema (LIMPERT, 1992).

Nos modernos carros de passeio, os sistemas de freios podem ser identificados como sistemas de freios convencionais e sistemas de freios eletrônicos. Nos sistemas convencionais, a energia muscular do condutor é amplificada e transferida para os elementos fundamentais de frenagem por meio puramente mecânico e hidráulico. Já o moderno sistema de freios eletrônico EBS (*Electronic Braking System*) oferece um melhor controle da distribuição das forças de frenagens nos eixos melhorando significativamente a estabilidade em todas as condições de carga e elimina grande parte do estresse associado às paradas de emergência. Os veículos comerciais com baixos valores de Peso Bruto Total (PBT) utilizam freios de serviço com acionamento hidráulico equipado com servofreio, cuja função é diminuir o esforço aplicado ao pedal de freio pelo operador. Nestes veículos a configuração do sistema de freios assemelha-se ao dos veículos leves, ou seja, freios a disco no eixo dianteiro e freios a tambor no eixo traseiro. Já nos veículos comerciais com PBT maior, predominam os freios de serviço a tambor com acionamento pneumático, sendo o circuito alimentado pelo ar armazenado em reservatórios que são alimentados por um compressor conectado ao virabrequim do motor. Tanto no sistema hidráulico quanto no sistema pneumático, a força aplicada sobre o pedal pelo operador é transferida para as pastilhas (freios a disco) e para as lonas (freios a tambor) através do fluido

utilizado, quando ocorrerá o atrito entre os elementos pastilhas/discos e lonas/tambor obtendo-se assim a força necessária à diminuição da velocidade do veículo ou à sua parada. A legislação brasileira não determina o tipo de sistema a utilizar e sim os requisitos mínimos de frenagem a serem respeitados.

Freio a disco

A Figura 2.11 mostra o freio a disco, composto de um disco ou rotor que gira solidário ao eixo do veículo. A força de frenagem é gerada quando as pastilhas são pressionadas, na direção axial, contra o disco. Os discos podem ser classificados como sólidos ou ventilados. Os discos ventilados são aqueles que possuem dutos de ar radiais por onde ocorre a circulação de ar, melhorando a dissipação da energia térmica gerada durante a frenagem. As pinças, que são os alojamentos das pastilhas nos freios a disco, podem ser classificadas como fixas ou flutuantes. Nos freios de pinças fixas, as pastilhas de ambos os lados do disco são pressionadas contra esse através de pistões. Nos freios de pinça flutuante apenas uma das pastilhas é pressionada por meio de um pistão. A segunda pastilha é fixada diretamente na pinça e levada ao contato com o disco pelo movimento da pinça.

Figura 2.11 - Freio a disco (BOSCH, 2003)
a) Caliper fixo; b) Caliper flutuante; e c) Caliper deslizante

O freio a disco apresenta maior eficiência e melhor linearidade do que o freio a tambor. Disponível tanto para o eixo dianteiro como traseiro, se bem que neste com menor frequência no Brasil, por razões de custo, o freio a disco é composto basicamente pelo disco, que gira solidário à roda, pela pinça de freio, ou “caliper” que sustenta as pastilhas e por anéis de vedação hidráulica. Os freios a disco são pouco comuns no Brasil nos semi-reboques e usados apenas em pequena escala nos cavalos mecânicos.

Freio a tambor

Utilizado amplamente na indústria automobilística e exclusivamente nas rodas traseiras dos veículos de passageiros e comerciais produzidos no Brasil, devido ao seu baixo custo, quando comparado com os freios a disco. O freio a tambor consiste de um tambor girando solidário à roda e sapatas presas ao chassi nas quais as lonas se alojam. A força de frenagem é gerada pela compressão das lonas na superfície interna do tambor.

Figura 2.12 - Freio a tambor hidráulico (BOSCH, 2003)
tambor de freio; 2) cilindro de freio; 3) sapata; 4) lona de freio

Os freios a tambor com duas sapatas, com variados tipos de arranjos são largamente utilizados pela indústria automobilística. As sapatas podem ser classificadas com primárias ou secundárias. As sapatas primárias são aquelas em que o sentido da aplicação da força coincide com a rotação do tambor fazendo com que este puxe a sapata ao seu encontro, aumentando a força de contato. Já nas sapatas secundárias o sentido de aplicação da força é oposto à rotação do tambor. Desse modo o tambor acaba por repelir a sapata, diminuindo a força de contato.

A Figura 2.13 mostra o freio a tambor tipo S come, que tem um acionamento pneumático cuja pressão é liberada pela válvula pedal para o cilindro que a transforma num torque que gira o came S. A rotação do came S é realizada por meio da alavanca ajustadora que está conectada com um atuador de diafragma. Na presente pesquisa se utiliza o freio a tambor tipo came S semelhante aos utilizadas nas pesquisas de Brossi (2002) e Polito (2005).

Figura 2.13 - Sistema de freios a tambor tipo came S (HANDBOOK, 2010)

Comparação entre freio a disco e freio a tambor

Segundo Limpert (1992) cada um dos dois tipos de freios possuem vantagens quando comparados um com o outro. O freio a tambor tem menor complexidade e maior facilidade de instalação quando comparado com o freio a disco.

Os freios a disco possuem maior facilidade de ventilação que o freio a tambor podendo ou não ter sistema de ventilação forçada por meio de dutos de ar. Além da maior dissipação de energia, os freios a disco suportam maiores temperaturas e, o aquecimento e dilatação do disco não afetam sensivelmente o curso do pedal. Já no freio a tambor, o aumento do diâmetro interno devido ao aumento da temperatura causa um impróprio contato entre as lonas e o tambor, e assim elevadas temperaturas localizadas (BROSSI, 2002). A maior vantagem do freio a disco é a sua habilidade de operar em altas temperaturas. De acordo com Limpert (1992), os freios a disco podem operar até 900°C enquanto que o freio a tambor pode operar, no máximo até 427 °C. O freio a disco possui baixo fator de freio comparado com o freio a tambor sendo necessária maior pressão no cilindro para obter a mesma força de frenagem obtida no freio a tambor. Porém, o fator de freio no disco é pouco afetado pela variação do coeficiente de atrito entre as pastilhas e os discos, pois a relação entre o torque de frenagem e o coeficiente de atrito entre as guarnições é linear. O freio a disco é assim, mais estável durante a frenagem (BROSSI, 2002).

A maior vantagem do freio a tambor sobre o freio a disco é o seu elevado fator de freio. A maior desvantagem é a alta variação do fator de freio para pequenas variações do coeficiente de atrito entre a lona e o tambor. Segundo Limpert (1992), um aumento de 15% no coeficiente de

atrito, devido a qualquer fator, acarreta em um aumento do torque em torno de 40 a 50%. Esse elevado aumento na força de frenagem em qualquer eixo pode causar um travamento prematuro das rodas e conseqüente perda da estabilidade e dirigibilidade do veículo durante a frenagem.

2.2.2 Válvulas reguladoras de pressão

Quando acontece a ação de frenagem se apresenta os fenômenos dinâmicos de transferência de carga do eixo traseiro para o eixo dianteiro do veículo. As forças de frenagem aplicadas nas rodas dianteiras dos automóveis devem ser maiores do que nas rodas traseiras. Contudo, esta transferência de carga da traseira para a dianteira não é um processo linear. Sua magnitude aumenta em função da desaceleração. Por esse motivo há necessidade de meios suplementares de reduzir a pressão nas rodas traseiras em relação à pressão nas rodas dianteiras. Dependendo do tipo de veículo e dos sistemas empregados pelo fabricante, a válvula reguladora de pressão seguirá normalmente uma das três opções (BOSCH, 1995):

Válvula reguladora de pressão sensível a carga

As válvulas reguladoras de pressão sensíveis a carga são requeridas em veículos como os station wagons, nos quais altos valores de carregamento levam a uma transferência de carga entre eixos pronunciada durante a frenagem (Figura 2.14). O regulador de pressão é fixado ao chassi do veículo e conectado à suspensão traseira mecanicamente. O deslocamento relativo entre suspensão e o chassi é transmitido a um pistão localizado dentro alojamento da válvula, que contrai uma mola ajustando o sistema. Este sistema adapta a pressão dos freios traseiros para compensar variações nas condições de carregamento do veículo.

Figura 2.14 - Válvula sensível à carga (BOSCH, 2003)

onde: 1) força de frenagem sem o emprego de válvula; 2) distribuição ideal para um veículo carregado; 3) pressão reduzida por ação da válvula para um veículo carregado; 4) distribuição ideal para um veículo vazio; 5) pressão reduzida por ação da válvula para um veículo vazio; 6) ponto de corte.

Válvula reguladora de pressão sensível à pressão

As válvulas reguladoras de pressão sensíveis à pressão, também conhecidas como limitadoras de pressão (Figura 2.15), são empregadas em veículos nos quais o potencial de transferência de carga entre eixos é restringido por uma capacidade de carga limitada e um baixo centro de gravidade (carros esportivos, por exemplo).

Figura 2.15 - Válvula sensível à pressão (BOSCH, 2003)

onde: 1) distribuição da força de frenagem sem o emprego de válvula; 2) distribuição ideal para um veículo carregado; 3) distribuição ideal para um veículo vazio; 4) pressão reduzida por ação da válvula; 5) ponto de corte.

Válvula reguladora de pressão sensível à desaceleração

As válvulas reguladoras de pressão sensíveis à desaceleração (Figura 2.16) são usadas em uma grande variedade de aplicações. Estas válvulas incorporam propriedades de compensação efetivas. Já que a pressão de frenagem requerida para manter qualquer taxa de desaceleração dependerá do carregamento do veículo, esta válvula oferece uma operação sensível à carga.

Figura 2.16 - Válvula sensível à desaceleração (BOSCH, 2003)

onde: 1) distribuição da força de frenagem sem o emprego de válvula; 2) ponto de corte para veículo carregado; 3) ponto de corte para veículo vazio.

Existem ainda outros fatores que influenciam na disponibilidade de força de frenagem em cada roda além da transferência longitudinal de carga. Por exemplo, a transferência lateral de carga, semelhante à transferência longitudinal de carga, porém gerada pela aceleração lateral que causa a rolagem do veículo. Outro fator é o carregamento dos pneus devido às diferentes possíveis distribuições de peso no veículo. E ainda variações na aderência na área de contato de cada pneu com o pavimento.

2.3 Sistema de suspensão veicular

A suspensão veicular tem como função principal absorver as vibrações das rodas, proporcionando estabilidade, controle e conforto aos ocupantes do um veículo. A suspensão é formada principalmente por molas metálicas ou bolsas de ar e amortecedores. Organizados em uma forma geométrica que suporte a massa suspensa e ofereça um contato adequado dos pneumáticos com o pavimento. As funções do sistema de suspensão são:

- Isolar o chassi do veículo das irregularidades que podem ser transmitidas do solo.
- Manter os pneumáticos em contato adequado com o solo nas variações de carga.
- Controlar as forças produzidas pelos pneus, forças longitudinais (aceleração e frenagem), forças laterais (curvas) e torque auto-alinhante no sistema de direção.
- Resistir ao rolamento do chassi.

Segundo Heisler (2002) que realiza uma revisão completa das suspensões de veículos comerciais, a geometria da suspensão define a posição do centro de rolamento do eixo dianteiro e traseiro (*Roll Center*), o do eixo de arfagem (*Pitch Center*).

Os eixos de rolamento e arfagem influem na resposta dinâmica do veículo (*handling*), na distribuição dos pesos nas rodas e na intensidade dos transitórios que ocorrem quando o veículo é perturbado pelo pavimento e pela ação do motorista (CANALE, 2009)

2.3.1 Componentes do sistema de suspensão

Molas tipo feixe de laminas

As molas tipo feixe são subdivididas em molas longitudinais e transversais. As molas longitudinais são utilizadas apenas em eixos rígidos, comumente em veículos comerciais e reboques. As molas denominadas semi-elípticas são muito usadas nos veículos comerciais de transporte pesado. A Figura 2.17 mostra a comparação de peso entre o feixe de molas semi-elíptico e o moderno feixe de molas tipo parabólico. O principal parâmetro que caracteriza o feixe de molas é sua constante elástica ou constante de mola. Os feixes de molas transversais atuam em ambos os lados do eixo já foram utilizados em suspensões de rodas independentes de automóveis de passageiros.

Figura 2.17 - Comparação de feixes de molas traseiros para veículos comerciais (REIMPELL, STOLL e BETZLER, 2001).

Molas do tipo espiral

As molas tipo espiral são utilizadas em veículos leves, podem variar no passo e no diâmetro do arame, dando-lhe uma ação elástica progressiva. Apresentam entre outras vantagens: peso reduzido, mínima necessidade de espaço e facilidade de manutenção, Figura 2.18.

Figura 2.18 - Molas tipo espiral (VOLKSWAGEN, 1998)

Amortecedores

Os amortecedores são encarregados de realizar os controles das ações e reações das molas, através das utilizações das pressões hidráulicas em fluidos contidos num cilindro. Os amortecedores permitem a compressão das molas sem oferecer resistência e atenuar sua distensão. Esses efeitos dependem da facilidade de passagem do fluido através de orifícios, controlados por válvulas existentes no próprio pistão e na base do amortecedor. O principal parâmetro que caracteriza o amortecedor é o coeficiente de amortecimento. Este coeficiente pode ter valores diferentes para o veículo carregado e vazio e pode também variar com o deslocamento da suspensão. É comum a definição do coeficiente de amortecimento proporcional à velocidade de seu acionamento, Figura 2.19.

Figura 2.19 - Amortecedor

a) com suporte para mola b) Convencional (VOLKSWAGEN, 1998)

2.3.2 Suspensão dependente de eixo rígido

Neste sistema as rodas são colocadas uma de cada lado de um eixo rígido, o movimento que é imposto numa roda é transmitido para a outra. É um sistema muito utilizado nas suspensões traseiras dos veículos comerciais e em semi-reboques. São usados na suspensão dianteira de caminhões mais pesados. Entre as suspensões por eixo rígido existem as do tipo *Hotchkiss*, *Four Link*, entre outras.

Suspensão dependente “*Hotchkiss*”

Este sistema é o mais familiar dos eixos rígidos. O eixo é montado em molas semi-elípticas, que são conectadas ao chassi nos seus extremos com o eixo localizado no centro. O sistema é simples e de menos custo dos tipos de suspensão porque permite movimentos na direção vertical e tem grande rigidez nas direções lateral e longitudinal. É um tipo de suspensão amplamente utilizado em caminhões leves e pesado, Figura 2.20.

Figura 2.20 - Típico sistema de direção de veículos médios e pesados
(FANCHER, ERVIN e GILLESPIE, 1986)

Suspensão dependente “*Four Link*”

O sistema de suspensão para eixos traseiros “*four link*”, começa a ser adotado, aumentando a escolha dos tipos de suspensões utilizados nas últimas décadas nos veículos de passageiros e em veículos comerciais leves equipados com eixos traseiros rígidos. Os braços inferiores deste tipo de suspensão controlam a estabilidade longitudinal do eixo, enquanto os braços superiores absorvem os torques de frenagem e forças laterais. A possibilidade de se

utilizar molas helicoidais ou bolsas de ar melhora o conforto dos passageiros no veículo, Figura 2.21.

Figura 2.21 - Sistema de suspensão Four-link (GILLESPIE, 1992)

2.3.3 Suspensões independentes

Em contraste as suspensões do tipo dependentes (eixos rígidos), as suspensões independentes permitem que cada roda se movimente verticalmente sem interferir na roda oposta. Quase todos os carros de passageiros e caminhões leves usam suspensão independente nas rodas dianteiras. Entre os mais utilizados estão os sistemas *Trailing Arm*, *Short-Long-Arm*, *Mc Pherson*.

Suspensão independente “*Trailing Arm*”

Um dos mais simples e econômicos desenhos de suspensões dianteiras utilizadas é mostrado na Figura 2.22. Este tipo de suspensão utiliza braços paralelos e de tamanhos iguais conectados a frente do final da barra de torção.

Figura 2.22 - Suspensão do tipo Trailing Arm (GILLESPIE, 1992)

Suspensão independente “*Short-Long-Arm (SLA)*”

Este tipo de suspensão usa dois braços laterais de controle para sustentar as rodas. Os braços superiores e inferiores são freqüentemente diferentes no tamanho de onde provem o nome do sistema (SLA). Algumas vezes aparece com o braço superior ou inferior substituído por uma simples ligação lateral, mas a funcionalidade do sistema é o mesmo. É utilizado em veículos com motores dianteiros com tração nas rodas traseiras porque o espaço para o motor é orientado na direção longitudinal, Figura 2.23

Figura 2.23 - Suspensão do tipo *Short-Long-Arm* (GILLESPIE, 1992)

Suspensão independente “*Mc Pherson*”

O tipo de suspensão mais utilizado para suspensões dianteiras de veículos, usando uma estrutura única que é um membro telescópico com o amortecedor incorporado com a roda rigidamente presa na parte inferior, a estrutura mantém a roda em sua inclinação correta. A parte superior é fixada no veículo ou ao seu chassis, e na parte inferior são localizados os acoplamentos, que suportam as forças laterais e longitudinais compensando a estrutura e a carga nas rodas, Figura 2.24.

Figura 2.24 - Suspensão tipo Mc Pherson (VOLKSWAGEN, 1998)

2.3.4 Suspensão dianteira de veículos combinados

Diferentes tipos de suspensão dianteira existem no mercado de caminhões. O tipo mais comum é o eixo rígido com dois feixes de molas longitudinalmente colocados. Hoje em dia o mercado de caminhões comerciais pede mais e melhor condições de conforto, o que resulta em novos projetos de suspensão dianteira. Uma das principais alterações e inovações é a introdução da suspensão de ar (*airspring*).

A suspensão por eixo rígido a ar oferece um conforto melhor, que é muito importante na indústria de caminhões. O eixo dianteiro com suspensão a ar é um tipo de suspensão dianteira de sucesso, mas devido ao bom desempenho e simplicidade a suspensão por feixe de molas (*leafspring*) ainda é o projeto mais freqüente. Neste ponto, os diferentes tipos de suspensão serão mostrados

Suspensão dianteira com feixe de molas

A suspensão rígida de feixe de molas (*leafspring*) é um eixo de uma viga rígida ligado a dois feixes de molas longitudinalmente colocados a cada lado como mostra a Figura 2.25. Os amortecedores são montados na parte externa do chassi o que permite o movimento em forma vertical além de reagir contra as forças longitudinais e laterais.

Figura 2.25 - Eixo rígido com suspensão de feixe de molas (FLUEREN, 2009)

Suspensão dianteira de ar

A suspensão de ar (*airspring*) corresponde à configuração mais nova e simples como mostra a Figura 2.26. Entre o eixo rígido e o chassi são colocadas duas bolsas de ar. Nesta apresentação os feixes de molas (*leafsprings*) são menos rígidos e mais capazes de controlar o

momento de frenagem, por isto, é necessário colocar um braço de reação extra no sentido longitudinal. Normalmente uma barra anti-rolagem é também utilizada.

Figura 2.26 - Eixo rígido com suspensão de bolsa de ar (FLUEREN, 2009).

2.3.5 Suspensão traseira de veículos combinados

Suspensão de eixos tandem duplo.

Esta combinação é a mais comum nos veículos de carga. Corresponde a um conjunto de dois eixos motrizes ou não separados uma distância entre centros de rodas superiores do que 1,20 m e inferior a 2,40 m. A suspensão de eixos em tandem duplo são normalmente localizadas nos eixos traseiros dos caminhões, cavalos mecânicos, semi-reboques e reboques.

Figura 2.27 - Distribuição de carga no pavimento (HEISLER, 2002)

No caminhão típico mostrado na Figura 2.27 (a), cerca de dois terços do total da carga transportada são distribuídos no eixo traseiro do veículo, por tanto se tem maior concentração de peso sobre uma porção estreita do chassi e do eixo traseiro. Além das tensões mecânicas impostas ao sistema de suspensão do veículo se tem também uma distribuição de tensões internas ao pavimento por um único eixo que é consideravelmente maior do que para um eixo tandem duplo para cargas semelhantes como mostra a Figura 2.27 (b) (FITCH, 1994; HEISLER, 2002).

A legislação de limites de pesos e dimensões conhecida como “lei da balança” determina o limite para cada configuração veicular. Este limite de peso impede a rápida deterioração do pavimento e ao mesmo tempo, instrui a maneira correta de realizar a distribuição da carga no veículo.

Em caminhões e cavalos mecânicos com configuração tandem duplo, dois tipos de sistema de tração são os mais comuns: Tipo 1 com tração 6x2 (10 rodas de contato no pavimento e 4 rodas tracionando) e dois eixos traseiros, sendo um deles com diferencial e o outro apenas de apoio. Tipo 2 com tração 6x4 (10 rodas de contato no pavimento e 8 rodas tracionando) com os dois eixos com diferenciais e conseqüentemente com capacidade para tracionar maiores cargas. Segundo Fitch (1994) esta configuração tipo tandem é muito utilizada porque oferece diversas vantagens para o operador e na redução do efeito das tensões no pavimento, que se enumera a seguir:

1. Maiores cargas dentro da lei.
2. Maior tração (quando os eixos são tracionados).
3. Melhor frenagem.
4. Melhor distribuição de carga.
5. Redução dos choques no pavimento.

No tandem duplo são utilizados normalmente dois feixes de molas interconectados por um balancim no mesmo lado do veículo. Isto permite uma interação dinâmica entre elas durante rolagem em estradas lisas ou irregulares. Quando o veículo se desloca ao longo da estrada e passa por uma lombada ou um buraco, o eixo dianteiro será levantado e o traseiro se abaixa mantendo o contato com o pavimento conforme mostra a Figura 2.28.

Figura 2.28 - Suspensão tipo tandem duplo no cavalo mecânico (HEISLER, 2002)

Suspensão em eixos tandem triplo

O tipo de suspensão tandem triplo é utilizado exclusivamente por reboques e semi-reboques empregados amplamente em veículos combinados no Brasil. Corresponde a um conjunto de três eixos separados uma distância entre centros de rodas externas, superiores a 1,20m e inferiores a 3,60 m. São utilizados para uma distribuição adequada dos pesos do carregamento no chassi e reduzir as tensões internas ao pavimento.

Três eixos consecutivos apresentam uma dificuldade para se manter todas as rodas em contacto com o solo ao mesmo tempo durante a condução sobre terrenos com irregularidades. Esse problema foi resolvido utilizando os “balancins”, interconectados entre os feixes de molas da suspensão. Os balancins estão organizados de tal maneira que uma reação para cima em uma roda aumenta a força para baixo na outra. Cada um dos três eixos suporta um terço da carga estática.

A distribuição da carga entre os eixos não é tão simples quando o veículo está sendo freado, porque o lugar de cada feixe de molas tende a puxar para baixo, enquanto o feixe mais recuado termina empurrando para cima como mostra Figura 2.29. Esta distribuição desigual de carga por eixo em condições de frenagem, no entanto, é aceitável, pois não afeta grandemente a eficiência de frenagem ou provoca o desgaste excessivo dos pneus (HEISLER, 2002).

Figura 2.29 - Suspensão tandem triplo (HEISLER, 2002)

Um problema com semi-reboques de eixos em tandem triplo é que é difícil alcançar movimento circular para todas as rodas em uma via em curva fechada, devido à dimensão dos três eixos paralelos. Assim, estas configurações podem padecer de desgastes prematuros nos pneus. Essa dificuldade pode ser parcialmente remediada se converter o terceiro eixo em um auto-dirigido. Isso vai reduzir consideravelmente o desgaste dos pneus, e vai ajudar a fazer as curvas.

2.4 Sistemas de segurança veicular

Os sistemas de segurança veicular buscam oferecer maior proteção aos condutores, acompanhantes e demais usuários que compartilham as mesmas vias públicas. A segurança veicular é afetada por muitos fatores, mas sempre muito dependente da ação dos condutores e dos seus veículos. O “design” do veículo deve proporcionar ao condutor superar as situações mais difíceis de manejo.

A evolução da engenharia automobilística e o desenvolvimento de novas tecnologias melhoram continuamente os sistemas de segurança dos veículos. A Tabela 2.1 apresenta um histórico dos principais dispositivos de segurança veicular.

Tabela 2.1 - Sistema de segurança veicular (GARDINALLI, 2005)

Ano de introdução	Sistema
1899	Freio por cintas externas
1902	Freio a tambor com sapatas internas
1919	Freio hidráulico servo-assistido
1955	Freio a disco
1968	Cinto de segurança de três pontos
<u>1978</u>	<u>ABS (<i>Antilock Braking System</i>)</u>
1979	Tensionador do cinto de segurança pirotécnico.
1979	Airbag
1987	TCS (<i>Traction Control System</i>)
1989	Barra de proteção de capotamento automática para conversíveis
1995	ESP (<i>Electronic Stability Program</i>)
1995	Limitador de força no cinto de segurança
1995	<i>Airbag</i> lateral
2001	ACC (<i>Adaptative Cruise Control</i>)
2001	SBC (<i>Sensotronic Brake Control</i>)

2.4.1 Sistema de segurança passiva

A segurança passiva está dirigida a proteger os ocupantes das consequências negativas (danos e lesões corporais) em um acidente. Um exemplo clássico é o cinto de segurança retrátil que, mesmo sem a necessidade de nenhum acionamento por parte dos usuários, cumprirão a sua função de reter os ocupantes durante uma frenagem brusca ou uma colisão (BERTOCCHI, 2005). Outros exemplos são os *Airbag* e a carroceria deformável, que absorve a energia cinética do impacto dissipando-a na deformação da carroceria, ao invés de transferir para os ocupantes, desacelerações perigosas. O trabalho atual dos engenheiros automotivos, que atuam na área de segurança passiva, é imprescindível para a sociedade na atualidade (GIORIA, 2008).

2.4.2 Sistema de segurança ativa

A segurança ativa de um veículo é a habilidade que tem o veículo para evitar acidentes. É composta pelo conjunto de sistemas, componentes e dispositivos que procuram em conjunto, evitar acidentes. O exemplo clássico são os freios com ABS que quando são acionados pelo condutor tem a função de reduzir a velocidade ou parar completamente o veículo com segurança (BERTOCCHI, 2005). Como exemplos de segurança ativa se mostram os seguintes: ABS (*Antilock Braking System*); TCS (*Traction Control System*); e o ESP (*Electronic Stability Program*). A tendência é a integração dos sistemas de segurança ativa com o VDM (*Vehicle Dynamics Management*) e a integração dos sistemas de segurança ativa e passiva com o CAPS (*Combined Active and Passive Safety*).

2.5 Sistema antibloqueio dos freios - ABS

2.5.1 Histórico

O ABS atual é um sistema eletrônico que, utilizando sensores, monitora a rotação de cada roda e a compara com a velocidade do veículo controlando a pressão do freio mediante válvulas eletromagnéticas. A origem do ABS se remonta ao começo do século passado, aplicado inicialmente no transporte ferroviário e realizado sempre mediante soluções mecânicas.

Segundo Bosch (2003), a história do ABS começa em 1908, com a apresentação do dispositivo conhecido como “*slip-prevention regulator*” do britânico J. E. Francis para evitar o

bloqueio e escorregamento das rodas das locomotivas em composições ferroviárias. Em 1928, o alemão Kerl Wessel patenteou um invento chamado *“brake-power regulator”*, um controlador de força de frenagem para veículos motorizados, porém este dispositivo nunca foi construído. Surgiram outras tentativas com o *“safety device for hydraulic brakes”* do Werner Möhl e o *“brake-blocking preventer”* do Richard Trappe, porém todos se mostraram ineficientes.

Em 1929, o Francês pioneiro em automobilística e aviação, Gabriel Voisin, usava um sistema hidráulico para impedir o travamento da roda do avião para que ele não derrapasse durante o pouso. Em 1936, a Bosch patenteou um mecanismo para impedir o travamento das rodas de um veículo quando os freios fossem aplicados. Este invento pretendia evitar três conseqüências do travamento da roda: o aumento da distância de frenagem, o escorregamento descontrolado e a perda da dirigibilidade (BOSCH, 2003).

A partir dos anos 50 (após da Segunda Guerra Mundial), foram desenvolvidos ABS eletromecânicos para o controle dos trens de pouso dos aviões, sistemas que se incorporaram mais tarde aos veículos industriais. O grande ponto falho dos sistemas até então criados, era justamente seu longo tempo de reação. Para ser eficiente, o sistema deveria ser capaz de medir o escorregamento parcial, detectar a tendência de bloqueio e iniciar rapidamente a redução da pressão hidráulica aplicada aos freios. Tudo isto numa fração de segundos. Isto se tornaria possível a partir de 1960, com a introdução dos semicondutores eletrônicos, que abriu o caminho para a construção de dispositivos de controle e chaveamento adequados para a tarefa (GARDINALLI, 2005; GIORIA, 2008).

Com a introdução da tecnologia de semicondutores, em 1964 se tornou possível a construção dos primeiros protótipos de ABS eletronicamente controlados para automóveis, ano em que Heinz Lieber desenvolveu o primeiro ABS para automóveis para a Daimler-Benz com esta tecnologia. Em 1970, a empresa Teldix GmbH, em colaboração com a Daimler-Benz, apresentou a primeira tentativa de veículos equipados com o sistema batizado de *“ABS 1”* mas a confiabilidade da eletrônica do controle ainda deixava muito a desejar. Com uma unidade de controle que tinha mais de 1000 componentes discretos e a probabilidade de falhas decorrentes dessa enorme quantidade de peças inviabilizou a adoção do equipamento em série. (BOSCH, 2003).

Levou quase 8 anos para aperfeiçoar utilizando circuitos integrados digitais ao invés de componentes analógicos e então, em 1978, surgiu o ABS 2, um dispositivo confiável para ser produzido em série, que foi oferecido no mercado pela primeira vez no Mercedes Classe S em outubro de 1978 e em novembro do mesmo ano no BMW Série 700. Graças a microeletrônica, o ABS 2 era composto por apenas 140 componentes contra, os 1000 da primeira geração. Com isto, a Bosch conseguiu um sistema confiável para aplicação em automóveis (BOSCH, 2003).

Com o aperfeiçoamento do sistema, em 1983, chegou-se ao “ABS 2S”, com a massa reduzida para 4,3kg. A integração de componentes na unidade de controle eletrônica reduziu o número de componentes do “ABS 2” pela metade. Esta versão continha 70 componentes apenas. Em 1989, ao invés de um circuito digital, o “ABS 2E” adotou uma memória programável com capacidade de 8 kByte. No Salão de Frankfurt de 1993, a Bosch apresentou a nova geração de ABS: o “ABS 5.0”. Comparando com o “ABS 2E”, a capacidade do computador dobrou para 16 kByte. Em 1998, o novo “ABS 5.7” facilitou extensão da funcionalidade para incluir o ESP (*Electronic Stability Program*). E, ao mesmo tempo, reduziu a massa para 2,5kg e a capacidade do computador aumentou para 48 kByte. Em 2001, a Bosch introduziu o “ABS 8” com capacidade de 128 kByte do computador da unidade de controle, enquanto que a massa total reduziu-se para 1,7kg (BOSCH, 2003; GIORIA, 2008).

Figura 2.30 - Evolução do ABS (BOSCH, 2007)

2.5.2 Estudos e regulamentação do sistema ABS no Brasil

Polito (2005) estuda o desempenho na frenagem de um bi-trem com suspensão em tandem sem e com sistema ABS. Gardinalli (2005) usa um modelo de veículo de passeio completo com o modelo de ABS validado em pista de teste, onde há comparações dos resultados simulados com resultados dos testes em pista comprovando a fidelidade do modelo de ABS. Esse modelo considerou toda a dinâmica veicular, longitudinal, lateral e vertical.

O estudo realizado por Gutierrez (2006) mostra os diversos tipos de ABS existentes no mercado Brasileiro e que podem ser utilizados por um veículo unitário ou uma combinação de veículos de carga (CVC). Procura-se neste estudo indicar, sob o ponto de vista técnico e econômico, a configuração de ABS com melhor relação custo/benefício. Posteriormente, foram realizados estudos relacionando a ocorrência de acidentes de trânsito e eficiência de frenagem utilizando ABS. Gioria (2008) discute a necessidade do uso do ABS para a redução de acidentes de trânsito. Relaciona a ação do ABS com o aumento da eficiência da frenagem e conseqüente redução da probabilidade da ocorrência de acidentes.

No Brasil, todos os automóveis novos fabricados no país ou importados deverão obrigatoriamente ter o sistema antitravamento de rodas – ABS até 2014. A medida foi estabelecida pela resolução Nº 312 de 03 de abril de 2009 do Conselho Nacional de Trânsito (CONTRAN). A lei resolve estabelecer como obrigatório a utilização do ABS, para os veículos novos produzidos, saídos de fábrica e os veículos originários de novos projetos, nacionais e importados, das categorias veiculares mostradas na Tabela 2.2.

Segundo a resolução do CONTRAN, as montadoras de automóveis precisarão obedecer a um cronograma para a instalação do ABS. A partir de 1º de janeiro de 2010, 8% dos veículos com até oito assentos e os de carga com peso de até 3,5 toneladas (categorias M1 e N1) deverão sair de fábrica com o sistema. Esse percentual deverá subir para 15% em 2011, 30% no ano seguinte, depois 60%, até a totalidade da frota em 2014. Em relação aos veículos de carga simples e combinados (categorias M2, M3, N2, N3 e O), 40% devem estar equipados a partir de 01 de janeiro de 2013 e no ano 2014 a totalidade da frota. A partir de 01 de janeiro de 2014, todos os veículos saídos de fábrica nacionais e importados, somente serão registrados e licenciados se dispuserem de sistema antitravamento de rodas.

Tabela 2.2 - Categorias veiculares da resolução Nº 312 CONTRAN

Categoria	Tipo de veículo
M	Veículo automotor que contém pelo menos quatro rodas, projetado e construído para o transporte de passageiros.
M1	Veículos projetados e construídos para o transporte de passageiros, que não tenham mais que oito assentos, além do assento do motorista.
M2	Veículos projetados e construídos para o transporte de passageiros, que tenham mais que oito assentos, além do assento do motorista, e que contenham uma massa não superior a 5 t.
M3	Veículos projetados e construídos para o transporte de passageiros, que tenham mais que oito assentos, além do assento do motorista, e tenham uma massa máxima superior a 5 t.
N	Veículo automotor que contém pelo menos quatro rodas, projetado e construído para o transporte de cargas.
N1	Veículos projetados e construídos para o transporte de cargas e que contenham uma massa máxima não superior a 3,5 t.
N2	Veículos projetados e construídos para o transporte de cargas e que contenham uma massa superior a 3,5 t e não superior a 12 t.
N3	Veículos projetados e construídos para o transporte de cargas e que contenham uma massa superior a 12 t.
O	Reboques (incluindo semi-reboques)

2.5.3 Funcionamento do ABS

O ABS (*Antilock Braking System*) é um Sistema Antibloqueio de Freios, um equipamento auxiliar dos sistemas de freios de serviço que ajuda a evitar o travamento das rodas dos veículos. Com isso, é possível manter a trajetória original do veículo sem que os pneus escorreguem sobre a via.

Gioria (2008) manifesta que a utilização do ABS aumenta a eficiência de frenagem e contribui para o aumento da segurança veicular. A eficiência de frenagem tem uma relação exponencial com a probabilidade de travamento de rodas e ocorrência de acidentes.

O funcionamento do ABS inicia com a leitura individual e permanente das velocidades pelos sensores instalados em cada roda, que informam a uma central eletrônica. A partir destes

dados a central de controle eletrônica calcula a velocidade média que corresponde aproximadamente à velocidade do veículo. Comparando a velocidade específica de uma roda com a média global pode se saber se uma roda vai travar. Se for assim, o módulo ativa as válvulas moduladoras eletromagnéticas do bloco hidráulico, que diminuem a pressão do circuito da mencionada roda e mantém as pressões para que a roda gire dentro dos parâmetros marcados na velocidade de referência calculada pelo módulo para essa freada.

Gillespie (1992) mostra mediante gráficos o funcionamento básico do ABS. Quando os freios são aplicados, a velocidade das rodas diminuem como mostrado na região 1 da Figura 2.31 (a) e (b). Se os freios são aplicados muito intensamente ou o pavimento está escorregadio, a velocidade de uma ou mais rodas diminui rapidamente (ponto 2), indicando que o pneu passou do pico da curva de aderência por escorregamento e está prestes a travar. Nesse ponto o ABS intervém e alivia os freios nessas rodas antes que o travamento ocorra (ponto 3). Uma vez que a roda retoma a velocidade, os freios são reaplicados. O ABS se utiliza desse mecanismo para manter cada pneu próximo do pico da curva de aderência como mostra a Figura 2.31 (b).

Figura 2.31 - Ciclo de funcionamento do ABS adaptado de (GILLESPIE, 1992)

O coeficiente de aderência entre o pneu e o pavimento tem seu pico entre 5% e 20% de escorregamento para um ângulo de esterçamento de 2° (para $\alpha=10^\circ$ entre 10% e 40%) e cai para a 80% do valor de pico com 100% de escorregamento (travamento da roda). O ABS tenta manter a roda no pico da força de frenagem para encurtar a distância de parada, enquanto ainda mantém capacidade suficiente de gerar força lateral. A estabilidade e dirigibilidade do veículo são mantidas como consequência da força lateral disponível conforme mostra a Figura 2.32. A máxima força de frenagem e a máxima estabilidade lateral não podem ser alcançadas simultaneamente.

Figura 2.32 – Força frenagem e força lateral em função do ângulo de esterçamento adaptada de (LIMPERT, 1992).

2.5.4 Tipos e configurações dos ABS

No mercado brasileiro tem disponíveis hoje diversas configurações de sistemas ABS que podem ser utilizados na ampla variedade de composições veiculares de carga. Estas diversas configurações surgiram da necessidade do mercado de alcançar maiores eficiências no desempenho na frenagem e contribuir com maior segurança veicular. A utilização da configuração adequada de sistema ABS deve ser avaliada em relação ao custo-benefício, por exemplo, a escolha do tipo mais completo, o ABS 6S/6M (6 sensores de roda e 6 válvulas moduladoras), representa maior custo mas tem grande aporte na eficiência de frenagem e a segurança veicular (GUTIERREZ, *et al.*, 2006; CANALE, *et al.*, 2010)

As configurações do ABS são denominadas mediante o número de sensores de velocidade acompanhados da letra S, e o número de válvulas moduladoras acompanhadas da letra M. Além - disso temos a presença dos denominados eixos “escravos” que não tem instalados sensores nem válvulas moduladoras, mas que recebem o mesmo sinal de freio e reagem simultaneamente que os eixos controlados.

A seguir apresentamos uma descrição das configurações dos sistemas ABS aplicados no semi-reboque: (sendo os números 1, 2, 3, 4, 5 e 6 os eixos do veículo combinado).

- a) 2S/1M (escravo 4,6): Configuração para um eixo, com 2 sensores de velocidade em cada roda do eixo 5 do semi-reboque e 1 válvula moduladora (controle pelo eixo).
- b) 2S/2M (escravo 4,6): Configuração para um eixo, com 2 sensores de velocidade em cada roda do eixo 5 do semi-reboque e 2 válvulas moduladoras (controle pelos lados).
- c) 4S/2M: Configuração para dois eixos, com 4 sensores de velocidade em cada roda de dois eixos do semi-reboque e 2 válvulas moduladoras e que apresenta duas variantes:
 - c.1) 4S/2M (escravo 4): Sendo o eixo 4 escravo da sinal do lado (controle pelos lados).
 - c.2) 4S/2M (escravo 6): Sendo o eixo 6 escravo da sinal do lado (controle pelos lados).
- d) 4S/3M: Configuração para dois eixos, com 4 sensores de velocidade em cada roda de dois eixos do semi-reboque e 3 válvulas moduladoras, também apresenta duas variantes:
 - d.1) 4S/3M (escravo 4): Sendo o eixo 4 escravo da sinal do lado (controle pelos lados).
 - d.2) 4S/3M (escravo 6): Sendo o eixo 6 escravo da sinal do lado (controle pelos lados).
- e) 4S/4M: Configuração para dois eixos, com 4 sensores de velocidade em cada roda de dois eixos do semi-reboque e 4 válvulas moduladoras uma para cada roda, também apresenta duas variantes:
 - e.1) 4S/4M (escravo 4): Sendo o eixo 4 escravo da sinal do lado (controle por roda).
 - e.2) 4S/4M (escravo 6): Sendo o eixo 6 escravo da sinal do lado (controle por roda).
- f) 6S/6M: Configuração para três eixos, com 6 sensores de velocidade em cada roda dos três eixos do semi-reboque e 6 válvulas moduladoras uma para cada roda (controle por roda). Pode ser utilizado tanto no cavalo mecânico quanto no semi-reboque.

A Figura 2.33 mostra a configuração de sistema ABS utilizada no cavalo mecânico e as diversas configurações simuladas no semi-reboque: 2S/1M (e 4,6); 2S/2M (e 4,6); 4S/2M (e4); 4S/2M (e6); 4S/3M (e4); 4S/3M (e6); 4S/4M (e4); 4S/4M (e6) e 6S/6M. Lembrando que o cavalo mecânico utiliza o sistema ABS 6S/6M (fixo).

Figura 2.33 - Configurações dos ABS utilizadas no veículo combinado
adaptada de (GUTIERREZ, *et al.*, 2006)

2.6 A simulação no estudo da dinâmica veicular

A simulação é uma ferramenta fundamental em muitos âmbitos da engenharia mecânica e especialmente na indústria automobilística. Devido à competitividade do setor veicular e a necessidade de redução de custos e tempo de desenvolvimento de novos produtos, os centros de pesquisa costumam utilizar modelos de simulação que permitem obter o comportamento do veículo ou de um componente antes de fabricar o protótipo real.

No passado, a dedução das equações dinâmicas dos sistemas mecânicos era realizada manualmente. Entretanto, com o aumento da complexidade destes sistemas, este processo tornou-se incômodo, tedioso e propenso a erros. Por estas razões, programas de computadores para gerar equações de movimentos para Sistemas Multicorpos ou *Multibody Systems* (MBS), começaram a ser desenvolvidos. O desenvolvimento do modelo MBS tem origem nas áreas de máquinas e mecanismos e de pesquisa espacial. Somente mais tarde as áreas de transporte terrestre, veículos, estradas e ferrovias passaram a utilizar essa técnica de MBS.

Um sistema multicorpos pode ser definido como sistemas mecânicos com muitos graus de liberdade (COSTA, 1992). Os movimentos de um MBS são governados por expressões matemáticas chamadas de equações dinâmicas de movimento. Estas equações são compostas de um conjunto de equações diferenciais, juntamente com algumas equações algébricas. As equações diferenciais são expressões das leis físicas (leis de movimento de Newton) que descrevem o movimento de corpos rígidos e as equações algébricas levam em consideração as restrições impostas pela geometria do sistema ou de seus movimentos, como por exemplo, sistemas de articulações conectando corpos adjacentes e características particulares de contato entre os corpos (KONDO, 1997; GILES e DALLAS, 2003).

A técnica de modelagem de MBS pode ser utilizada na análise e projeto de qualquer sistema mecânico que possa ser modelado fisicamente como um conjunto de corpos rígidos interligados por juntas, influenciado por forças, direcionado por movimentos preestabelecidos e limitados por restrições (BARBOSA, 1999). Neste contexto, os sistemas multicorpos são ferramentas eficientes para simular problemas de dinâmica não-linear de mecanismos, máquinas e veículos, sendo a modelagem feita com corpos rígidos e flexíveis caracterizados por algoritmos prontos para serem implementados computacionalmente.

2.6.1 Modelagem de sistemas multicorpos em Matlab/Simulink

A Simulação dos sistemas dinâmicos multicorpos é um tema comum na engenharia e ciência. Diversos programas estão disponíveis para essa tarefa. Eles são os programas de computação simbólica que derivam e resolvem as equações dinâmicas do movimento, ou programas de computação numérica que tem como base um modelo 3D CAD ou por representações com diagramas de blocos com um enlace para interface gráfica baseada em ambiente Simulink, o *SimMechanics* cai na última categoria (SCHLOTTER, 2003).

O Matlab possui diversas bibliotecas (*toolboxes*) de funções específicas para diversas áreas: Sistema de Controle, Bioinformática, Lógica *Fuzzy*, Aquisição de imagens, *SimMechanics* e outros, desta forma ele representa um ótimo ambiente de trabalho onde se integram vários tipos de análises e resultados. O modelo em *SimMechanics* permite ao usuário modelar um sistema físico, minimizando os cálculos matemáticos rigorosos que são normalmente exigidos em tal processo. Simplesmente inserindo vários blocos com dimensões e parâmetros específicos do sistema, este programa é capaz de modelar com precisão o movimento de sistemas complexos.

O *SimMechanics* consiste em diversas bibliotecas, de blocos, juntas, sensores, atuadores e elementos de força. Além do padrão simples de blocos existem alguns disponíveis com funcionalidades avançadas o que facilita enormemente a modelagem de sistemas complexos. Ao contrário dos blocos do Simulink normal, que representam operações matemáticas e trabalham com diversos sinais, os blocos de modelagens físicos do *SimMechanics* representam componentes físicos, geometrias que se relacionam com a cinemática e a dinâmica. Isto ajuda a poupar tempo no desenvolvimento de modelos mecânicos, porque não se precisa escrever códigos de programação. Os modelos de *SimMechanics* podem ser conectados diretamente com os blocos de diagramas do *Simulink*. Isso permite que o usuário possa utilizar um projeto de sistema mecânico e um sistema de controle em um ambiente comum. Todos os blocos são configuráveis pelo usuário através de interfaces gráficas como é conhecido do *Simulink*. É possível estender a biblioteca de blocos com blocos personalizados, se um problema não é solucionável com os blocos fornecidos.

2.6.2 Aspectos visuais do *SimMechanics*

O *SimMechanics* oferece duas formas de visualizar e animar modelos de simulação. Um deles é o *build-in Handle Graphics tool*, que usa o padrão de instalações *Handle Graphics* do

Matlab. Ele pode ser usado na construção do modelo como uma guia no processo de montagem, se um corpo é adicionado ou alterado no diagrama de blocos é também automaticamente acrescentado ou alterado na janela da figura. É especialmente útil para novos modelos ou para sistemas complexos. A ferramenta de visualização também pode ser utilizada para animar o movimento do sistema durante a simulação. A desvantagem é o tempo de simulação que aumenta consideravelmente. Na presente pesquisa foi utilizada esta ferramenta visual.

A outra forma de visualização que oferece um ambiente mais realista é o *Virtual Reality Toolbox*; ele pode desenvolver modelos em ambientes virtuais concebidos com o *Virtual Reality Modeling Language* (VRML) que tem interface com o *SimMechanics*, mas previamente precisa desenvolver o modelo visual em pacotes de desenhos 3D como SolidWork ou AutoCad.(SCHLOTTER, 2003)

2.6.3 Configuração de *solvers* no *Simulink*

Um modelo do *Simulink* simula um sistema dinâmico calculando seu estado a cada passo de simulação, durante um dado intervalo de tempo. O estado de modelo se refere ao conjunto de todos os seus parâmetros em um determinado instante do tempo. Em geral, são considerados os valores do estado inicial do modelo e os valores resultantes de sua simulação ao longo do tempo. Essas informações são utilizadas para calcular os estados, integrando numericamente os estados derivados. Esse processo de cálculo sucessivo e retroalimentado é conhecido como “resolver o modelo” (*solving the model*) ou seja, resolver um sistema de equações diferenciais ordinárias (ODE – *Ordinary Differential Equation*). (MATSUMOTO, 2008). Os mecanismos de integração numérica para solução de ODE são conhecidos como *solvers*. Não existe um *solvers* universal capaz de resolver todos os tipos de sistemas de equações diferenciais ordinárias. Portanto, o solver deve ser escolhido de acordo com as peculiaridades do problema a ser resolvido. As continuações se apresentam os tipos de Solver que o Matlab oferece:

Solvers para simulação com passo variável [Variable-step]:

Discrete: solver utilizado para modelos sem estados (blocos) contínuos.

Ode45 (Dormand-Prince): solver de um passo (*one-step solver*), indicado como primeira tentativa. Utiliza o método Dormand-Prince (Runge-Kutta (4,5)).

Ode 23(Bogacki-Shampine): solver de um passo. Utiliza o método Bogacki-Shampine (Runge-Kutta (2,3)) que pode ser mais eficiente que o **ode45** para casos em que a tolerância é menos rígidas.

Ode113 (*Adams*): solver de mais de um passo (*multistep solver*). Utiliza a técnica de integração numérica *Adams-Bashforth-Moulton* PECE. Esse método pode ser mais eficiente que o **ode45** nos casos em que a tolerância é mais rigorosa.

Ode15s (*stiff/NDF*): solver de mais de um passo. Utiliza a técnica de integração numérica conhecida como NDF (*Numerical Differentiations Formulas*). É indicado como segunda tentativa, caso o **ode45** se mostre ineficiente ou falho.

Ode23s (*stiff/Mod. Rosenbrock*): solver de um passo. Utiliza a técnica de integração numérica conhecida como *Modified Rosenbrock formula of order*. É indicado como segunda tentativa, caso o **ode15s** se mostre ineficiente ou falho, ou nos casos que a tolerância é menos rigorosa.

Ode23t (*Mod. Stiff/Trapezoidal*): solver de um passo. Utiliza o método de integração numérica trapezoidal. O emprego desse método é recomendado nos casos de problemas moderadamente rígidos.

Ode23tb (*stiff/TR-BDF2*): solver de mais de um passo. Utiliza o método de integração numérica TR-BDF2. É indicado como segunda tentativa, caso o **ode15s** se mostre ineficiente ou falho, ou nos casos em que a tolerância é menos rigorosa.

Solvers para simulação com passo fixo [Fixed-step]:

Discrete: solver utilizado para modelos sem estados (blocos) contínuos.

Ode5 (*Dorman-Prince*): versão discreta do solver **ode45**.

Ode4 (*Runge-Kutta*): versão discreta do solver **ode45**, *Runge-Kutta*.

Ode3 (*Bogacki-Shampine*): versão discreta do solver **ode23** (*Bogacki-Shampine*).

Ode2 (*Heun*): solver de um passo. Utiliza método de integração de Heun.

Ode1 (*Euler*): solver de um passo. Utiliza o método de integração de Euler.

Ode14 (*extrapolation*): solver de um passo. Utiliza uma combinação dos métodos de Newton e de extrapolação.

CAPITULO 3 - METODOLOGIA

Neste capítulo é apresentada a metodologia desenvolvida para o estudo da frenagem de um veículo combinado tipo cavalo mecânico e semi-reboque que utilizará as diversas configurações de ABS.

Para o estudo considera-se o veículo combinado da categoria “O”, que corresponde a um cavalo mecânico de três eixos com tração 6x2. O cavalo mecânico tem um eixo direcional e dois eixos em um arranjo tipo tandem duplo com suspensão mecânica por feixe de molas e um sistema de freios a tambor em todos os eixos. O semi-reboque tem três eixos em arranjo tipo tandem triplo com suspensão mecânica por feixe de molas e também sistema de freios a tambor em todos os eixos, sendo em todos os casos freios a tambor tipo “S” *came*. Composição veicular classificada segundo CONTRAN como tipo 3S3, sendo o peso bruto total combinado (PBTC) de 48,5 toneladas.

Tendo por base a teoria sobre dinâmica veicular apresentada, desenvolveu-se um modelo de simulação em Matlab/Simulink do cavalo mecânico semi-reboque no ambiente multicorpos (*Multibody System*) do *SimMechanics*. O primeiro passo foi o desenvolvimento do modelo de simulação que engloba os chassis, suspensões, freios, contato pneu-pavimento e válvula sensível à carga. Deste modelo virtual do modelo combinado são obtidas as forças normais ao pavimento quando o veículo está em movimento desacelerado. Estas forças normais são entradas de uma sub-rotina onde são simuladas as configurações dos ABS(s) utilizadas no tandem triplo do semi-reboque. No modelo de simulação foram consideradas algumas simplificações como também fizeram os pesquisadores Brossi (2002) para o modelo de ônibus bi-articulado e Polito (2005) para o modelo do bi-trem

1. A força de arrasto aerodinâmico é considerada desprezível devido ao peso do veículo combinado e às velocidades simuladas.
2. Foram consideradas apenas as inércias da rodas do veículo combinado (veículo desengrenado)
3. A força proveniente do freio motor não é considerada, pois a sua participação em frenagem de emergência é pequena. As simulações são feitas considerando o veículo desengrenado.
4. A resistência ao rolamento é considerada, pois o veículo apresenta elevadas cargas verticais nos eixos, o que gera uma força de resistência ao rolamento significativa nas rodas do veículo combinado, e calculada com a equação (3.3) da revisão de literatura.
5. As deformações dinâmicas que ocorrem nos pneumáticos são desprezíveis. Os raios dinâmicos dos pneus são constantes durante todo o processo de frenagem. Os pneumáticos utilizados em todos os eixos possuem o mesmo diâmetro.
6. As forças de frenagem, resistência ao rolamento e as forças verticais nos eixos são aplicadas em um ponto na região de contato entre o pneumático e o pavimento. As forças aplicadas na quinta roda são consideradas pontuais também.
7. O aumento da carga vertical no pneumático diminui o coeficiente de adesão (tanto o de pico como o coeficiente de escorregamento), geralmente esses coeficientes reduzem em 0,01 para um aumento de 10% da carga vertical (GILLESPIE, 1992). Esse efeito como fizeram Brossi (2002) e Polito (2005), não são considerados. O coeficiente de adesão máximo será considerado constante durante a frenagem.
8. O coeficiente de aderência entre o pneumático e o pavimento é variável de entrada do modelo de simulação, por isso os cálculos de frenagem podem ser realizados para qualquer nível de aderência entre pneus e pavimento. Na presente pesquisa será estudada pista com alta aderência 0,8 e pista com aderência média 0,4.

3.1 Modelo matemático do veículo combinado.

Aqui é analisado o modelo matemático do veículo combinado para obter os pesos nas rodas em condição de equilíbrio estático e dinâmico considerando os aspectos geométricos e mecânicos. Canale (1989) desenvolve um método para a obtenção dos pesos dinâmicos nas rodas durante a frenagem em regime permanente. Brossi (2002) e Polito (2005) utilizam o modelo nas suas pesquisas. O veículo combinado é separado em duas partes, de forma semelhante às análises feitas na literatura citada. Uma descrição detalhada das equações em equilíbrio, as forças atuantes no veículo e da validação do modelo pode ser encontrada em Navarro (1997).

3.1.1 Análise de equilíbrio estático

Aqui são analisadas as forças que atuam no veículo combinado em condição de equilíbrio estático.

Figura 3.1 - Forças agindo num veículo em equilíbrio estático

Análise do equilíbrio das forças verticais no veículo combinado:

$$\sum F_z = 0 \rightarrow F_{z1f} + F_{z1r1} + F_{z1r2} + F_{z2r1} + F_{z2r2} + F_{z2r3} + F_{z1q} = (W_1 + W_2) \quad (3.1)$$

As forças atuantes no semi-reboque:

$$F_{z2r1} + F_{z2r2} + F_{z2r3} - F_{z1q} = W_2 \quad (3.2)$$

Momentos atuantes no Cavalo mecânico:

Figura 3.2 - Momentos atuando no cavalo mecânico

$$\sum M_A = 0$$

$$-F_{z1r1} \cdot \left(L_1 - \frac{de1}{2} \right) - F_{z1r2} \cdot \left(L_1 + \frac{de1}{2} \right) + F_{z1q} \cdot (L_1 - d_{qr}) + W_1 \cdot L_{f1} = 0 \quad (3.3)$$

Os momentos atuantes no Semi-reboque:

Figura 3.3 - Forças atuando no semi-reboque

$$\sum M_B = 0$$

$$-F_{z2r1} \cdot (L_2 - de2) - F_{z2r2} \cdot (L_2) - F_{z2r3} \cdot (L_2 + de2) + W_2 \cdot L_{f2} = 0 \quad (3.4)$$

3.1.2 Análise dinâmica

Durante a frenagem por efeito da inércia, as forças normais das rodas dianteiras do cavalo mecânico tornam-se maior que nas rodas traseiras, acontece o mesmo com o semi-reboque. A Figura 3.4 mostra a análise das forças dinâmicas que atuam no veículo em estudo.

Figura 3.4 - Forças agindo em desaceleração

Equilíbrio das forças horizontais no veículo combinado:

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{x1f} + F_{x1r1} + F_{x1r2} + F_{x2r1} + F_{x2r2} + F_{x2r3} + F_{x1q} = (m_1 + m_2).a \quad (3.5)$$

Equilíbrio das forças verticais no veículo combinado:

$$\sum F_z = 0$$

$$F_{z1f} + F_{z1r1} + F_{z1r2} + F_{z2r1} + F_{z2r2} + F_{z2r3} + F_{z1q} = (W_1 + W_2) \quad (3.6)$$

Forças atuantes no semi-reboque:

$$F_{z2r1} + F_{z2r2} + F_{z2r3} - F_{z1q} = W_2 \quad (3.7)$$

Esforços nos pontos de engate:

$$F_{x1q} = -(F_{x1f} + F_{x1r1} + F_{x1r2}) - (F_{z2r1} + F_{z2r2} + F_{z2r3}) + (m_1 + m_2).a \quad (3.8)$$

Momentos atuantes no cavalo mecânico:

Figura 3.5 - Momentos atuando no cavalo mecânico

$$\sum M_A = 0$$

$$-F_{z1r1} \cdot \left(L_1 - \frac{de1}{2} \right) - F_{z1r2} \cdot \left(L_1 + \frac{de1}{2} \right) - m_1 \cdot a \cdot h_1 + F_{x1q} \cdot h_{qr} + F_{z1q} \cdot (L_1 - d_{qr}) + W_1 \cdot L_{f1} = 0 \quad (3.9)$$

Momentos atuantes no semi-reboque:

Figura 3.6 - Forças atuando no semi-reboque

$$\sum M_B = 0$$

$$-F_{z2r1} \cdot (L_2 - de_2) - F_{z2r2} \cdot (L_2) - F_{z2r3} \cdot (L_2 + de_2) - m_2 \cdot a \cdot h_2 + F_{x1q} \cdot h_{qr} + W_2 \cdot L_{f2} = 0 \quad (3.10)$$

As equações (3.1), (3.2), (3.3), (3.4), (3.5), (3.6), (3.7), (3.8), (3.9) e (3.10) foram utilizadas, partindo dos dados do veículo combinado simulado para aferir o modelo virtual de simulação com um carregamento estático.

3.2 Modelo do sistema de freio tipo S *came*

Foram considerados no modelo virtual do veículo combinado os freios S *came* em todos os seus eixos. As equações das forças de frenagens geradas são desenvolvidas conforme a Figura 3.7, considerando para isto as suas características mecânicas e geométricas.

Figura 3.7 – Forças atuando no freio tambor e na roda (BROSSI, 2002)

O cilindro de freio empurra a alavanca ajustadora, provocando um torque de frenagem.

$$T_1 = F_c.L_a = A.P.L_a \quad (3.11)$$

Também se considera as propriedades mecânicas do sistema de freio a tambor conforme mostrada na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 - Propriedades mecânicas dos freios	
Sistema de freios	
Área cilindro	0,0127 [m²]
Diâmetro de tambor	2,95 [m]
Raio efetivo came S	0.012[m]
Espessura do tambor	0,19 [m]
Largura da lona	0,2032 [m]
Comprimento alavanca ajustadora	0,15 [m]
Eficiência freio	0,65[-]
Fator de freio	1,56[-]

O torque T_1 é aplicado às lonas através do *came* S, por meio da força F e do raio E.

$$T_1 = F.E + F.E \quad (3.12)$$

substituindo a Eq. (3.12) em Eq. (3.11)

$$F_c.L_a = 2F.E \rightarrow F = \frac{A.P.L_a}{2E} \quad (3.13)$$

Segundo Gillespie (1992), o fator de freio de um freio a tambor em que a lona primária quanto à secundária são pivotadas é dada pela soma do fator de freio de cada lona assim:

$$K = \frac{F_{t1}}{F} + \frac{F_{t2}}{F} \rightarrow F = \frac{F_{t1} + F_{t2}}{K} \quad (3.14)$$

substituindo a Eq. (3.14) em Eq. (3.13)

$$F_{t1} + F_{t2} = \frac{K.A.P.L_a}{2E} \quad (3.15)$$

$$T = F_{t1} \frac{D}{2} + F_{t2} \frac{D}{2} \rightarrow T = (F_{t1} + F_{t2}) \frac{D}{2} \quad (3.16)$$

substituindo a Eq. (3.15) em Eq. (3.16)

$$T = \frac{K.A.P.L_a.D}{4E} \quad (3.17)$$

A Eq. (3.17) mostra o torque que o tambor aplica na roda da Figura 3.7. Esse torque também é calculado da seguinte maneira:

$$T = B.R_{din} \quad (3.18)$$

Finalmente a força de frenagem “B”, é obtida substituindo (3.17) em (3.18) e multiplicando por 2 (a força de frenagem no eixo que possui dois tambores) e pela eficiência do sistema de freios (η).

$$B = \frac{P.A.K.D.L_a.\eta}{2E.R_{din}} \quad (3.19)$$

a Eq. (3.19) é utilizada para o calculo da força de frenagem em um eixo do veículo combinado e a seguinte Eq. (3.20) mostra a máxima desaceleração alcançada considerando os 6 eixos de veículo.

$$b = \frac{B_1 + B_2 + B_3 + B_4 + B_5 + B_6}{m_1 + m_2} \quad (3.20)$$

O desempenho na frenagem veicular varia de acordo com a aderência do pavimento pelo qual ele trafega. A eficiência da frenagem (η_b) é definida e calculada como a razão da máxima desaceleração (b) alcançada pelo veículo combinado e por $\mu_o.g$, que corresponde à desaceleração máxima do veículo combinado quando as distribuições das forças de frenagens seguem a distribuição dos pesos dinâmicos nas rodas.

$$\eta_b = \frac{b}{\mu_o.g} \quad (3.21)$$

a equação (3.21) é utilizada para o calculo da eficiência no modelo virtual de simulação mantendo-se a estabilidade e dirigibilidade do veículo combinado.

3.3 Modelagem e simulação do ABS

O Laboratório Computacional de Veículos (LCV) da Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo utiliza em várias pesquisas a modelagem e aplicação do sistema ABS em diversos tipos de veículos simulados em Matlab/Simulink. O modelo foi evoluindo até chegar à diversidade de modelos que foram utilizados na presente pesquisa.

Para as simulações de frenagem com diversas configurações de ABS utilizou-se, para o cavalo mecânico, uma configuração fixa de ABS do tipo 6S/6M, com controle individual de cada roda, que é a mais completa condição de controle. Já no tandem triplo do semi-reboque, utilizou-se a diversidade de ABS que oferece o mercado Brasileiro mostrado no capítulo anterior.

3.4 Modelo físico do veículo combinado em *SimMechanics*

O modelo desenvolvido no entorno *SimMechanics* mediante técnicas de multicorpos considera ao veículo combinado com seis eixos, suspensão mecânica por feixe de molas em tandem duplo (cavalo mecânico) e suspensão em tandem triplo (semi-reboque), considera também elementos como o balancim e o braço tensor.

Para a simulação dos pneus foi utilizado o modelo *Tire Model* encontrado na lista de programas demonstrativos do Matlab/Simulink versão 7.0, este modelo utiliza como base a teoria da Formula Mágica “*Magic Formula*” de Pacejka (2002) que considera uma descrição detalhada da dinâmica dos pneus. Na simulação do cavalo mecânico foram consideradas as dimensões de um veículo real da marca Mercedes – Benz do Brasil com tração 6x2, modelo Axor 2540. O modelo de simulação precisa de dados descritivos do veículo, parâmetros geométricos e mecânicos como propriedades mecânicas do sistema de suspensão, dos pneumáticos e da distribuição das massas. As características do cavalo e do semi-reboque são mostradas na Tabela 3.2 e Tabela 3.3.

Tabela 3.2 - Características do cavalo mecânico

Cavalo mecânico	
Peso total	88290 [N]
Distância entre eixos	3,30 [m]
Distância do CG em relação ao eixo dianteiro	1,965 [m]
Altura do CG em relação ao solo	1,382 [m]
Altura da quinta roda	1,20 [m]

Tabela 3.3 - Características do semi-reboque

Semi-reboque		
	Vazio	Carregado
Peso total	73575 [N]	387495 [N]
Distância entre eixos	5,95 [m]	5,95 [m]
Distância do CG em relação ao eixo dianteiro	2,95 [m]	3,45 [m]
Altura do CG em relação ao solo	1,32 [m]	1,89 [m]

A simulação é complementada com definição das características de operação, como a velocidade, tempo de simulação e outras condições de entorno. Todas as variáveis do modelo de simulação são valores numéricos que estão parametrizadas e administradas no *Workspace* da tela principal do Matlab. No *Workspace* são exibidos os valores numéricos das variáveis de entrada e saída. As variáveis de saída variam para cada condição de simulação. Do modelo desenvolvido se obtém as forças normais ao pavimento nos pneus. Estas simulações foram realizadas para um peso bruto total combinado PBTC de 48500 kg., sendo a tara do veículo de 16500 Kg. e a lotação de 32000 Kg.

O diagrama mostrado na Figura 3.8 mostra as diversas variáveis de entrada, variáveis de saída, os subsistemas e sua interatividade nos ambientes *SimMechanics* e *Simulink* do Matlab.

Figura 3.8 - Modelo do simulador em Matlab/Simulink

A Figura 3.9 mostra a tela principal do programa, com alguns dos ABS testados no semi-reboque.

Figura 3.9 - Tela principal do programa de simulação

Na Figura 3.10 se apresenta a representação visual que o *SimMechanics* oferece do veículo combinado, onde se observa algumas características geométricas da suspensão, eixos, pneus e chassis.

Figura 3.10 - Modelo virtual do veículo em *SimMechanics*

CAPITULO 4 - RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos das simulações de equilíbrio estático e simulações de frenagem realizadas com o veículo combinado utilizando diversos tipos de ABS. Esta análise é realizada para pista de média aderência (0,4) e para pista de alta aderência (0,8). Em todos os casos as simulações foram realizadas com o veículo carregado, sendo o peso bruto total combinado PBTC de 48500 kg., a tara do veículo de 16500 kg. e a lotação de 32000 kg. Deve se considerar a seguinte nomenclatura nas legendas dos gráficos apresentados:

Eixo 1: Eixo dianteiro do cavalo mecânico

Eixo 2: Eixo dianteiro do tandem duplo do cavalo mecânico

Eixo 3: Eixo traseiro do tandem duplo de cavalo mecânico

Eixo 4: Eixo dianteiro do tandem triplo do semi-reboque

Eixo 5: Eixo médio do tandem triplo do semi-reboque

Eixo 6: Eixo traseiro do tandem triplo do semi-reboque

4.1 Equilíbrio estático do veículo combinado

Na simulação de equilíbrio estático foi possível comprovar a correta distribuição de pesos do veículo combinado. Pode se verificar que os pesos atingidos pelos eixos do veículo cumprem os limites estabelecidos nas resoluções 210/06 e 211/06 do CONTRAN e homologada pela portaria nº 86/06 do DENATRAN. A Figura 4.1 e Figura 4.2 mostram as forças normais em quilogramas-força (kg_f) para comparar com os pesos permitidos na regulamentação.

Figura 4.1 – Forças normais ao pavimento em condição estática - cavalo mecânico

Figura 4.2 - Forças normais ao pavimento em condição estática - semi-reboque

As Figuras 4.1 e 4.2 mostram no período de tempo de 0 a 2 segundos a atuação da aceleração da gravidade aplicada de 0 a $9,8 \text{ m/s}^2$ linearmente no tempo, isto para que o veículo assente na suspensão com pouco transitório remanescente até conseguir estabilizar.

4.2 Forças normais ao pavimento atuando na frenagem

A simulação realizada foi à aceleração e frenagem em trecho reto até a parada completa do veículo, como mostra a Figura 4.3. No período de tempo de 2 a 4 segundos, o veículo é acelerado até 20 m/s (72 km/h) e permanece assim em velocidade constante no período de 4 até 5 segundos. A partir de 5 segundos são aplicados os freios e o sistema ABS entra em operação. O sistema ABS continua ativo até o veículo atingir 7 m/s. A partir dessa velocidade se admite o travamento das rodas até a parada total do veículo.

A partir da ação dos freios, observa-se a mudança das forças normais ao pavimento por efeito da inércia do veículo na desaceleração (a partir de 5 segundos). O primeiro eixo do cavalo ganha peso e os posteriores perdem. O mesmo acontece com o semi-reboque.

Figura 4.3 - Forças normais ao pavimento atuando na frenagem

4.3 Frenagem em pista de média aderência (0,4)

A seguir apresentam-se os resultados da frenagem em pista simétrica de média aderência distribuída em curvas de aderência em função do tempo e curvas de aderência em função da pressão. Considera-se a seguinte sequência de análise: primeiro se descreve a figura de aderência do veículo sem ABS e a continuação é descrito a figura de aderência do veículo com ABS 6S/6M. Posteriormente é mostrado um conjunto de figuras dos outros tipos de ABS(s), 2S/1M (e 4,6); 2S/2M (e 4,6); 4S/2M (e4); 4S/2M (e6); 4S/3M (e4); 4S/3M (e6); 4S/4M (e4) e 4S/4M (e6) aplicados no semi-reboque.

4.3.1 Curvas de aderência em função do tempo

Para o veículo sem sistema ABS em pista de média aderência (0,4) quando as curvas atingem o pico máximo de aderência é iminente o travamento das rodas e a perda de estabilidade. A Figura 4.4 mostra a seqüência de travamento das rodas, observe-se que os primeiros a travar são os eixos posteriores do tandem triplo do semi-reboque e do cavalo mecânico. O último eixo a travar é o eixo dianteiro isto porque na frenagem ele tem uma quantidade grande de peso devido à transferência de carga dinâmica. Após o travamento das rodas, com o coeficiente de atrito dinâmico de (0,28) o veículo combinado perderá o controle e a estabilidade.

Figura 4.4 - Veículo sem ABS em pista com aderência media (0,4)

Figura 4.5 - Detalhe do pico de aderência do veículo sem ABS

A Figura 4.5 mostra o detalhe ou “zoom” do pico de aderência do veículo sem ABS quando as rodas chegam no limite de aderência e posteriormente escorregam. Quando o veículo utiliza sistema ABS, ele intervém na ação de frenagem aliviando a pressão nos freios e evitando o travamento das rodas. Isso leva o veículo a trabalhar no pico máximo de aderência dos pneus garantindo uma correta dirigibilidade e estabilidade.

A Figura 4.6 mostra a seqüência de travamento das rodas em pista de média aderência utilizando sistema ABS do tipo 6S/6M (controle individual por roda). Observa-se como o sistema ABS mantém todos os eixos no pico máximo de aderência, isto permite que o motorista consiga manter o controle direcional durante a frenagem. A partir do tempo de 8,48 segundos da Figura 4.6 o sistema ABS deixa de operar estando o veículo a 7 m/s e as rodas travam. Como a velocidade é baixa não há mais risco do veículo mudar a trajetória desejada pelo motorista.

Figura 4.6 –Veículo com ABS 6S/6M em pista com aderência media (0,4)

Na Figura 4.7 mostra os resultados das simulações utilizando as diversas configurações dos ABS em pista de aderência média (0,4) em função do tempo. Observa-se que os tipos de ABS com maior número de sensores, válvulas moduladoras e com o eixo 6 como escravo, apresentam melhor condições de aderência no pico máximo como mostrado na Figura 4.7 (f) e (h). Para os outros tipos com o eixo escravo 4, se tem um desempenho semelhante mas se apresentam oscilações do eixo escravo 4 que vêm da atuação do sistema ABS que impõe o controle no eixo para manter no pico da aderência sem chegar a travar. Isto não influencia na

estabilidade do veículo porque os demais eixos têm ótimas condições de aderência, como mostrada na Figura 4.7 (a), (b), (c), (d), (e) e (g).

Figura 4.7 – Veículo com diversos tipos de ABS em pista de aderência média (0,4) em função do tempo

4.3.2 Curvas de aderência em função da pressão

Mostra-se a seguir a aderência utilizada nos eixos do veículo combinado em função da pressão máxima do freio 7 bar ($7 \times 10^5 \text{ N/m}^2$). A Figura 4.8 mostra a sequência de travamento das rodas do veículo sem sistema ABS. A perda de dirigibilidade ocorre quando o primeiro eixo trava isto provoca que esse eixo perca a capacidade de gerar força lateral, isso acontece por volta dos 4,5 bar ($5 \times 10^5 \text{ N/m}^2$) de pressão. A Figura 4.9 mostra o detalhe do pico de travamento, isto em condições de curva pode levar ao veículo a sair pela tangente. Quando os eixos posteriores travam a perda de estabilidade é iminente e a ocorrência de acidentes pode acontecer.

Figura 4.8 - Veículo sem ABS em pista de aderência média (0,4) em função da pressão.

Figura 4.9 - Detalhe do pico de aderência do veículo sem ABS

A seguir se mostra a aderência utilizada nos eixos do veículo combinado em função da pressão máxima de freio 7 bar ($7 \times 10^5 \text{N/m}^2$), quando o veículo utiliza sistema ABS tipo 6S/6M. Assim tem-se a Figura 4.10 que mostra a atuação do sistema ABS, quando um determinado eixo atinge o pico máximo de aderência esse valor é mantido pelo sistema ABS que impede que as rodas travem por mais que o motorista continue pressionando o pedal de freio. O primeiro eixo, (de esterçamento) é o último a atingir o pico máximo; isso permite que nesta condição o veículo não perca dirigibilidade, assim o motorista consegue manter o controle direcional durante a frenagem.

Figura 4.10 - Veículo com ABS tipo 6S/6M em pista de aderência média (0,4)

A Figura 4.11 mostra a simulação dos diversos tipos de sistemas ABS em pista de aderência média (0,4) em função da pressão. Em geral pode-se observar que os tipos de ABS com maior número de sensores e válvulas moduladoras que tenham ao eixo 6 como escravo apresentam melhores condições de aderência no pico máximo, como mostrado na Figura 4.10 e Figura 4.11 (f) e (h).

Já os outros tipos de ABS que tem menor número de sensores e menor número de válvulas moduladoras apresentam um desempenho semelhante, mas também apresentam oscilações do eixo escravo 4 que vêm da atuação do sistema ABS que impõe o controle no eixo para manter no pico da aderência sem chegar a travar, como mostradas na Figura 4.11 (a), (b), (c), (d), (e) e (g)

Figura 4.11 – Veículo com diversos tipos de ABS em pista de aderência média (0,4) em função da pressão

4.4 Frenagem em pista de alta aderência (0,8)

Apresenta-se a seguir os resultados da frenagem em pista simétrica de alta aderência distribuída em curvas de aderência em função do tempo e curvas de aderência em função da pressão. Considera-se a seguinte sequência de análise: primeiro se descreve a figura de aderência do veículo sem ABS e depois é descrito a figura do veículo com ABS 6S/6M. Posteriormente é mostrado um conjunto de figuras dos outros tipos de ABS(s) simulados no semi-reboque.

4.4.1 Curvas de aderência em função do tempo

De forma similar às anteriores, primeiro apresentamos a figura de aderência do veículo sem ABS, depois quando utiliza o sistema ABS tipo 6S/6M e finalmente o conjunto de figuras dos outros tipos de ABS.

Para o veículo sem sistema ABS em pista de alta aderência (0,8), quando as curvas atingem o pico máximo de aderência é iminente o travamento das rodas e a perda de estabilidade. A Figura 4.12 mostra a sequência de travamento das rodas, observe-se que o primeiro a travar é o eixo 3 (cavalo mecânico), seguidos dos eixos 6 e 5 do tandem triplo do semi-reboque e posteriormente os demais e o último eixo a travar é o eixo dianteiro. Após o travamento das rodas com coeficiente de atrito no escorregamento (0,55) o veículo combinado perderá o controle direcional e a estabilidade, como mostra em detalhe a Figura 4.13.

Figura 4.12 - Veículo sem ABS em pista de alta aderência (0,8) em função do tempo

Figura 4.13 - Detalhe do pico de aderência do veículo sem ABS

A Figura 4.14 mostra a sequência de travamento das rodas em pista de alta aderência utilizando sistema ABS tipo ABS 6S/6M. O sistema ABS mantém todos os eixos no pico máximo de aderência, garantindo o controle direcional durante a frenagem. A partir do tempo de 6,9 segundos da Figura 4.14 o sistema ABS deixa de operar estando o veículo a 7 m/s e as rodas travam.

Figura 4.14 - Veículo com ABS 6S/6M em pista de aderência alta (0,8) em função do tempo

Na Figura 4.15 Figura 4.7 mostra os resultados das simulações utilizando as diversas configurações dos ABS em pista de aderência alta (0,8) em função do tempo. Os tipos de ABS

com maior número de sensores, válvulas moduladoras e ao eixo 6 como escravo, apresentam melhor condições de aderência como mostra a Figura 4.15 (f) e (h). Para os outros tipos se apresentam oscilações do eixo escravo 4 como mostrada na Figura 4.7 (a), (b), (c), (d), (e) e (g).

Figura 4.15 – Veículo com diversos tipos de ABS em pista de aderência alta (0,8)

4.4.2 Curvas de aderência em função de pressão

A seguir mostra-se a aderência utilizada nos eixos do veículo combinado em função da pressão máxima do freio de 15 bar ($15 \times 10^5 \text{ N/m}^2$). Assim tem-se a Figura 4.16 que mostra a sequência de travamento das rodas do veículo sem sistema ABS. A perda de dirigibilidade ocorre quando o primeiro eixo trava. Isto provoca a eixo perda da capacidade do eixo de gerar força lateral, isso acontece por volta dos 12 bar ($12 \times 10^5 \text{ N/m}^2$) de pressão. A Figura 4.17 mostra esse detalhe do pico de travamento. Quando os eixos posteriores travam, a perda de estabilidade direcional é iminente e a ocorrência de acidentes pode acontecer.

Figura 4.16 - Veículo sem ABS em pista de aderência alta (0,8) em função da pressão

Figura 4.17 - Detalhe do pico de aderência do veículo sem ABS

A seguir mostra-se a aderência utilizada nos eixos do veículo combinado em função da pressão máxima de freio 15 bar ($15 \times 10^5 \text{N/m}^2$), quando o veículo utiliza sistema ABS tipo 6S/6M. Assim tem-se a Figura 4.18 que mostra a atuação do sistema ABS, quando um determinado eixo atinge o pico máximo de aderência esse valor é mantido pelo sistema ABS, que impede que as rodas travem por mais que o motorista continue pressionando o pedal de freio. O primeiro eixo (de esterçamento) é o último a atingir o pico máximo; isto permite que o veículo não perca a dirigibilidade porque o eixo não trava para qualquer valor da pressão, assim o motorista conseguirá manter o controle direcional durante a frenagem.

Figura 4.18 - Veículo com ABS tipo 6S/6M em pista de aderência alta (0,8) em função da pressão

De forma similar ao descrito anteriormente tem-se, a Figura 4.19 que mostra a simulação dos diversos tipos de sistemas ABS em pista de aderência alta (0,8) em função da pressão. Em geral pode-se observar também que os tipos de ABS com maior número de sensores e válvulas moduladoras, que tenham ao eixo 6 como escravo, apresentam melhores condições de aderência no pico máximo como mostradas na Figura 4.19 (f) e (h).

Os outros tipos de ABS que tem menor número de sensores e menor número de válvulas moduladoras apresentam um desempenho semelhante, mas também apresentam oscilações do eixo escravo 4, que vêm da atuação do sistema ABS que impõe o controle no eixo para manter

no pico da aderência sem chegar a travar, como mostrado na Figura 4.19 (a), (b), (c), (d), (e) e (g)

Figura 4.19 – Veículo com diversos tipos de ABS em pista de aderência alta (0,8) em função da pressão

4.5 Eficiência da frenagem veicular

As eficiências da frenagem que o veículo combinado atinge quando o tandem triplo do semi-reboque utiliza as diversas configurações de sistemas ABS são mostradas nas Figura 4.20 e Figura 4.21. Nestas Figuras observa-se que algumas curvas que têm eficiências semelhantes a outras estão sobrepostas.

Figura 4.20 - Eficiência de frenagem em pista de média aderência (0,4)

Figura 4.21 - Eficiência de frenagem em pista de alta aderência (0,8)

As Figura 4.20 e Figura 4.21 mostram as eficiências em pistas com média aderência (0,4) e alta aderência (0,8). Em ambos os casos as melhores condições de eficiência apresentadas são as configurações de ABS tipo 6S/6M, 4S/4M (e 6) e 4S/3M (e 6). A eficiência de frenagem para as outras configurações de ABS tipos: 2S/1M (e 4,6); 2S/2M (e 4,6); 4S/2M (e 4); 4S/2M (e 6); 4S/3M (e4); 4S/4M(e 4) apresentam oscilações e um desempenho inferior às configurações acima mostradas, mas também podem ser consideradas altas com relação ao veículo sem sistema ABS. O desempenho das configurações de ABS que utilizam eixos escravos e a escolha desses eixos deve se basear na geometria da suspensão e também considerar aspectos como o levantamento de eixos dos veículos combinados, porque esses fatos influem significativamente na eficiência da frenagem.

A Tabela 4.1 mostra os tempos médios de atuação de cada configuração de ABS utilizado como “parâmetro de comparação” das eficiências analisadas para as duas condições de aderência. Observa-se que pavimentos com boas condições de aderência (0,8) o tempo de ação do ABS é menor, já para pavimentos com média aderência (0,4) o tempo de ação do ABS aumenta. Em geral esses tempos de atuação dos sistemas ABS permitem ao veículo atuar no pico de máxima aderência, isto garante uma adequada dirigibilidade e estabilidade veicular.

Tabela 4.1 - Tempos de atuação dos sistemas ABS nas eficiências de frenagem analisadas

ABS	Tempos de atuação do sistemas ABS (s)	
	Aderência 0,4	Aderência 0,8
Sem	0,0	0,0
2S/1M (e 4,6)	3,0	1,5
2S/2M (e 4,6)	3,0	1,5
4S/2M (e 4)	3,0	1,5
4S/2M (e 6)	3,0	1,5
4S/3M (e 4)	3,0	1,5
4S/3M (e 6)	2,8	1,3
4S/4M (e 4)	3,0	1,5
4S/4M (e 6)	2,8	1,3
6S/6M	2,8	1,3

CAPITULO 5 - CONCLUSÃO

O desenvolvimento do programa de simulação implementado no programa Matlab/Simulink para a análise do desempenho da frenagem do veículo combinado apresenta as seguintes conclusões:

A utilização da técnica dos multicorpos de *SimMechanics*, demonstrou que é factível construir modelos veiculares com um alto grau de complexidade e aproveitar as propriedades do Matlab/Simulink na análise de diversos aspectos da dinâmica veicular.

Mediante os resultados obtidos, conclui-se que a eficiência de frenagem do veículo combinado durante a frenagem em linha reta, aumenta com a utilização do sistema ABS. As configurações de ABS com maior número de sensores e válvulas moduladoras apresentam eficiência de frenagem alta, principalmente em pista com baixa aderência. A eficiência de frenagem para as demais configurações de ABS pode ser considerada também alta em relação ao veículo sem o sistema ABS. A utilização de qualquer configuração de ABS na frenagem de um veículo combinado ajuda na preservação da dirigibilidade e estabilidade além de aumentar a segurança veicular em situações de emergência.

Através dos gráficos de eficiência das diversas configurações de ABS é possível comparar seus desempenhos para o seu uso no veículo estudado (cavalo mecânico semi-reboque). Embora as conclusões de comparações e eficiência das varias configurações de ABS são gerais, é sempre necessário se fazer o estudo para outras composições veiculares.

As configurações de ABS tipos 2S/1M e 2S/2M, bem como 4S/2M e 4S/3M tem a mesma eficiência entre eles na frenagem em pista de aderência simétrica. O mesmo não se espera quando o veículo freia na curva e/ou trafega em pista com aderência assimétrica.

O programa simula a funcionalidade do sistema ABS. O sistema ABS real instalado em um veículo tem um algoritmo de controle próprio, válvulas atuadores e sensores, o seu desempenho de ABS real deve então depender da qualidade desses itens e se aproximar da eficiência do simulado.

Deve-se associar um estudo que considere aspectos econômicos, de manutenção e condições de operações ao realizado aqui para se escolher a configuração de ABS mais adequado a uma determinada composição veicular.

O programa de simulação desenvolvido para esse estudo do desempenho na frenagem utilizando diversas configurações de ABS pode ser aplicado também em outras condições e estudos de diferentes veículos, pois têm seus principais sistemas modelados matematicamente e computacionalmente.

Configurações de sistemas ABS com menos sensores e válvulas moduladoras podem ter uma boa eficiência desde que bem especificados e configurados para uma determinada composição veicular. O programa de simulação desenvolvido pode ajudar nesta tarefa. Estas configurações de ABS também podem ser uma boa opção em determinadas condições operacionais tal como em pista de terra longe dos grandes centros tecnológicos e de manutenção.

5.1 Sugestões para trabalhos futuros

Apresentamos algumas sugestões para trabalhos futuros que podem considerar:

- Análise da frenagem de veículos combinados com sistema ABS para pistas de aderências simétricas e assimétricas considerando os efeitos térmicos na frenagem.
- Análise da frenagem de um cavalo mecânico de três eixos simulado com os diversos tipos de semi-reboques presente no transporte Brasileiro e o aporte do sistema ABS na segurança veicular.
- Análise da frenagem considerando a simulação do sistema ABS operando com os algoritmos reais do processo.
- Análise da frenagem de veículos combinados com sistema ABS submetidos à sobrecarga por levantamento de eixos para pistas de aderências simétricas e assimétricas e a influencia na distância de parada.

REFERÊNCIAS

- BARBOSA, R. S. (1999). **Aplicação de Sistemas Multicorpos na Dinâmica de Veículos Guiados**. 273p. Teses (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 1999.
- BERTOCCHI, M. (2005). **Segurança Veicular**. São Paulo: Skill..
- BESSELINK, I. J. M. (2007). **Vehicle dynamics analysis using SimMechanics and TNO Delft-Tyre**. Eindhoven University of Technology. Eindhoven, The Netherlands: TNO Automotive.
- BESSELINK, I.; WILLEM, E. (2009). **Development and validation of a modular simulation model for commercial vehicles**. Heavy Vehicle Systems. Eindhoven, The Netherlands: [s.n.]. p. 132-153.
- BOSCH. (1995). **Automotive Brake Systems**. [S.l.]: SAE International.
- BOSCH. (1999). **Driving-safety systems**. [S.l.]: SAE International.
- BOSCH. (2003). **Bosch History Magazine**. [S.l.]: [s.n.].
- BOSCH. (2003). **Conventional and electronic braking systems**. Plochingen: [s.n.].
- BOSCH (2007). **Active Safety Systems**. Disponível em: <http://www.bosch.co.nz/content/language1/downloads/Active_Safety_Day_Introduction.pdf>. Acesso em: 14 Junho 2009.
- BROSSI, A. A. (2002). **Estudo do desempenho de frenagem de um ônibus biarticulado**. 134p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2002.
- CANALE, A. C. (1989). **Automobilística: Dinâmica e desempenho**. São Paulo: Érica.
- CANALE, A. C. (1991). **Estudo do desempenho de autoveículos rodoviários considerando o passeio do centro de gravidade e restrições impostas pelo binômio pneumático x pavimento**. 286p. Teses (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 1991.

CANALE, A. C. (2004). **Desempenho de autoveículos rodoviários.**

CANALE, A. C. (2009). **Simulação de consumo de combustível, desempenho e histogramas de carga de um veículo trafegando em trechos mapeados por GPS de rodovias com diferentes caixas de mudança de marchas e diferentes estratégias de troca de marchas.** 91p. Teses (Livre Docência) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2009.

CANALE, A. C.; POLITO, R. F.; BOTELHO, J. H. (2006). **Desempenho na frenagem de um bi-trem com diferentes configurações de ABS.** International Mobility Technology Conference and Exhibit. São Paulo: SAE BRASIL.

CANALE, A.C. BOTELHO, J.H., OLIVEIRA, L.F., VIVEROS, H.P. (2010). **Seleção do ABS para o Mercado Brasileiro aplicado em um cavalo mecânico semi-reboque com suspensão em tandem.** 6 Colloquium Internacional SAE BRASIL de Suspensões e Implementos rodoviários & mostra de Engenharia. Caxias do Sul: Society of Automotive Engineers, Inc. SAE BRASIL.

COSTA, A. (1992). **Application of Multibody System (MBS) - Techniques to Automotive Vehicle Chassis Simulation for Motion Control Studies.** Thesis (Ph.D.) - Engineering Department, University of Warwick, Coventry-UK, 1992.

DEPETRIS, A. (2005). **Desenvolvimento e aplicação de um programa em Matlab/Simulink para a simulação do desempenho de veículos rodoviários comerciais em movimento acelerado.** 113p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Automotiva) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005.

FANCHER, P. S.; ERVIN, R. D.; GILLESPIE, T. D. (1986). **A Factbook of the Mechanical Properties of the Components for Single-Unit and Articulated Heavy Trucks.** Arbor-Michigan: NHTSA.

FITCH, J. W. (1994). **Motor Truck Engineering Handbook.** Warrendale, U.S.A.: Society of Automotive Engineers, Inc. - SAE.

FLUEREN, P. W. (2009). **Independent front suspension on trucks.** 97p. Thesis (M.Sc.) - Department of Mechanical Engineering, Eindhoven University of Technology, Eindhoven-Netherlands, 2009.

GARDINALLI, G. J. (2005). **Comparação do desempenho de frenagem simulada x experimental de um veículo de passeio com freios hidráulicos e ABS**. 102p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2005.

GILES, W. D.; DALLAS, K. C. (2003). Simulating Mechanical Systems in Simulink with SimMechanics. Disponível em: <<http://www.mathworks.com/matlabcentral/forums/2871/1/SimMechanics.pdf>>. Acesso em: 25 out. 2009.

GILLESPIE, T. D. (1992). **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Warrendale: SAE.

GIORIA, G. D. S. (2008). **Influência da utilização do ABS na segurança veicular baseada na eficiência de frenagem e na probabilidade de travamento de rodas**. 123p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2008.

GUTIÉRREZ, J. C. H. (2006). **Necessidade e Viabilidade da Implantação do uso em larga escala de sistemas antitravamento dos freios (sistemas ABS) em veículos combinados comerciais pesados no Brasil**. 86p. Teses (Pós-Doutorado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2006.

GUTIERREZ, J. C. H. et al. (2006). **Efeito da utilização de várias configurações de ABS na eficiência da frenagem de uma CVC**. 8º Colloquium Internacional SAE BRASIL de Freios & Mostra de Engenharia. Gramado: SAE BRASIL Seção Caxias do Sul.

GUTIÉRREZ, J. C. H.; CANALE, A. C. (1999). **Estudo comparativo da estabilidade direcional de duas combinações veiculares tipo cavalo semi-reboque**. Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica. Águas de Lindóia, São Paulo: ABCM/UNICAMP. estabilidade direcional.

HANDBOOK. (2010). **Florida CDL Handbook**. Florida: Department of Highway Safety and Motor Vehicles.

HEISLER, H. (2002). **Advanced Vehicle Technology**. Second edition. ed. Warrendale: Society of Automotive Engineers.

KONDO, R. T. (1997). **Animação de Simulações de Sistemas Mecânicos Multicorpos**. 116p. Dissertação (Mestrado em Ciências de Computação) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 1997.

LIMPERT, R. (1992). **Brake Design and Safety**. Warrendale, EUA: SAE.

LISTON, A. (2003). **Jackknife stability of articulated tractor semitrailer vehicles with high-output brakes and jackknife detection on low coefficient surfaces**. 344p. Thesis (Ph.D.) - Department of Mechanical Engineering, The Ohio State University, Ohio-USA, 2003.

MATSUMOTO, É. Y. (2004). **Matlab 7 - Fundamentos**. São Paulo: Editora Érica Ltda, 376 p.

MATSUMOTO, É. Y. (2008). **Simulink® 7.2 - Guia Prático**. São Paulo: Erica.

NAVARRO, H. A. (1997). **Desempenho na aceleração e consumo de combustível de veículos rodoviários comerciais**. 184p. Teses (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 1997.

PACEJKA, H. B. (2002). **Tire and Vehicle Dynamics**. Warrendale: Society of Automotive Engineers, v. I, 627 p. ISBN 0 7680 1126 4.

POLITO, R. F. (2005). **Estudo do desempenho na frenagem de um bi-trem com suspensão em tandem e com ABS**. 116p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2005.

POLITO, R.; CANALE, A.; BOTELHO, J. (2004). **Influência da suspensão em tandem no desempenho da frenagem em regime permanente de um bi-trem**. International Mobility Technology Conference and Exhibit. São Paulo: Society of Automotive Engineers, Inc SAE BRASIL.

REIMPELL, J.; STOLL, H.; BETZLER, J. W. (2001). **The Automotive Chassis: Engineering Principles**. Second edition. ed. Great Britain: Butterworth-Heinemann.

SCHLOTTER, M. (2003). **Multibody System Simulation with SimMechanics**. Disponível em: <http://people.bath.ac.uk/enpms/study/docs/sem03sm_report.pdf>. Acesso em: 28 Julho 2009.

TABOREK, J. J. (1957). **Mechanics of vehicles: Motion of wheels**. Machine Design. [S.l.]: [s.n.], 60-65 p.

VOLKSWAGEN, D. B. (1998). **Fundamentos da tecnologia automobilística**. São Paulo: [s.n.].

ZAGORSKI, S. B. (2003). **Compatibility of ABS Disc/Drum brakes on class VIII vehicles with multiple trailers and effects on jackknife stability**. 247p. Thesis (Master of Science) - Department Mechanical Engineering, The Ohio State University, Ohio-USA, 2003.