Eduardo Piquera Vianna

Estudo da Influência do Levantamento de Eixos
em Veículos Comerciais no Desempenho na
Frenagem e na Estabilidade Direcional

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.

Orientador: Prof. Dr. Antônio Carlos Canale

São Carlos
2006

Dedico este trabalho a pessoas fundamentais em minha trajetória, sem as quais não teria alcançado êxito: à minha família pelo eterno apoio e exemplo de vida, ao meu orientador pelos ensinamentos e a todos os amigos que acreditaram em mim.

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos colegas de laboratório: Rafael, Juan e Wesley, bem como ao Prof. Doutor Antonio Carlos Canale e outros que me apoiaram nesta jornada.

Agradeço a FIPAI, Ecovias e CNPq pelo apoio financeiro.

A Universidade de São Paulo e ao Departamento de Materiais, Aeronáutica e Automobilística pela estrutura.

A todos os professores da Faculdade de Engenharia Industrial pela formação, em especial aos Professores Dr. Roberto Bortolussi, Dr. Frederico Barbieri, Dr. Renato Marques de Barros e Ricardo de Andrade Bock pelos ensinamentos e pela indicação.

Aos meus pais Mathias e Diva. Aos meus irmãos Fabiano e Patrícia. E à Flávia pelo incentivo.

Sou grato aos funcionários do departamento de Materiais, Aeronáutica e Automobilística.

RESUMO

VIANNA, E.P. (2005). *Estudo da Influência do Levantamento de Eixos em Veículos Comerciais no Desempenho na Frenagem e na Estabilidade Direcional*. São Carlos, 2005 153p. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos.

Os sistemas que elevam os eixos dos veículos comerciais foram inicialmente desenvolvidos com o objetivo de economizar pneus. Até o final da década de 90, o uso destes sistemas era restrito, não causando um efeito estatístico sensível na segurança veicular. Devido a um acordo entre concessionárias rodoviárias e o governo, os veículos comerciais pagam nas praças de pedágio o valor correspondente ao número de eixos em contato com o solo naquele momento, minimizando as tarifas dos veículos que fazem uso deste sistema. Esta prática se difundiu rapidamente e poucos estudos técnicos foram realizados focando sua influência na segurança veicular. A elevação dos eixos altera de forma significativa a margem de estabilidade do veículo e a distribuição ideal das forças de frenagem, podendo elevar os riscos de acidentes. Este trabalho consiste num estudo aprofundado do desempenho dos veículos comerciais com estes sistemas de elevação de eixos, sob o ponto de vista técnico e operacional, focando a segurança veicular. Para tanto, são utilizados como metodologia modelos matemáticos já desenvolvidos na literatura científica em veículos exemplos. Parâmetros como a margem de estabilidade, gradiente de esterçamento, eficiência da frenagem dentre outros são analisados; também os efeitos na resposta direcional durante o período transitório em manobras e nos instantes iniciais da frenagem. As influências da elevação dos eixos são analisadas conforme normas e requisitos estabelecidos pela ABNT e ECE R13, inclusive anexo 10, pois a prática da elevação dos eixos pode estar infringindo requisitos impostos por estas normas. Como conclusão é visto que o levantamento dos eixos é prejudicial ao desempenho dinâmico do veículo. Em virtude disto, o seu uso deveria ser fundamentado tanto nas fases conceitual e de desenvolvimento quanto na legislação vigente no país.

Palavras-chave: Estabilidade Direcional; Desempenho na Frenagem; Sistema de Levantamento de Eixos; Veículos Comerciais.

ABSTRACT

VIANNA, E.P. (2005). *Study of Commercial Vehicles Elevated axle Influence on Braking Performance and on Directional Stability*. M.Sc. Dissertation – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos.

The systems that elevate the axles of the commercial vehicles were initially developed with the objective of saving tires. The use of these systems was restricted, not causing a notable statistical effect in the vehicle safety. Due to an agreement between road concessionaires and the government, the commercial vehicles pay toll value according to the number of axles in contact with the soil on that moment, minimizing the taxes of the vehicles using this system. This practice was diffused quickly and few technical studies were accomplished focusing its influence in the vehicle safety. The elevated axles alters in a significant way the vehicle static margin of stability and the ideal distribution of the braking forces, increasing the accident risks. This work consist in deepened studies of the commercial vehicles with these systems of elevation of axles, of the technical and operational point of view, focusing the "vehicle safety". For this is used as methodology mathematical models developed already in the scientific literature in vehicles examples. Parameters as the margin of stability, steer gradient, braking efficiency and others are analyzed. Likewise, the effects in the directional response during the transient maneuvers and in the initial instants of the braking. The influences of the elevation of the axes are analyzed according to norms and established requirements for ABNT and ECE R13, including annex 10, because the practice of the elevation of the axes can be infringing requirements imposed by these norms. As main conclusion these systems are prejudicial to vehicle dynamics and handling and its use could be anticipated in conceptual and design phase and in Brazilian transport laws.

Key-word: Directional stability; Braking Performance; System of Rising of Axes; Commercial vehicles.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 2.1: Sistema de Coordenadas Fixas no Veículo	7
Figura 2.2: Sistema SAE de Eixos do Pneu	9
Figura 2.3: Mecanismo de Atrito entre Pneu e Pavimento	10
Figura 2.4: Gráfico da Relação de Escorregamento em Função da Força de Tração, para ângulo de deriva do pneu igual a 0.	11
Figura 2.5: Gráfico da Relação de Escorregamento em Função da Força de Frenagem, para ângulo de deriva do pneu igual a 0.	12
Figura 2.6: Gráfico de Coeficiente de Atrito versus Escorregamento Parcial do Pneu, para Frenagem.	13
Figura 2.7: Força Lateral versus Ângulo de Deriva do Pneu.	15
Figura 2.8: Gráfico de Coeficiente de Força Lateral versus Ângulo de Deriva do Pneu, com variação de carga normal.	16
Figura 2.9: Elipse de Aderência	17
Figura 2.10: Definição Clássica de Estabilidade Estática e Dinâmica.	19
Figura 2.11: Modelo da Bicicleta, Dois Graus de Liberdade.	21
Figura 2.12: Ilustração das Velocidades no Pneu Traseiro	24
Figura 2.13: Ilustração das Velocidades no Pneu Dianteiro.	25
Figura 2.14: Analogia de N_{β} Como uma Mola.	29
Figura 2.15: Linha de Esterçamento Neutro do Veículo.	34
Figura 2.16: Forças e Momentos Atuantes no Veículo Simplificado	38
Figura 2.17: Efeitos do Fator de Amortecimento na Resposta Temporal.	45
Figura 2.18: A Engenharia da Frenagem.	51
Figura 2.19: Sistema de Freios a Disco.	52
Figura 2.20: Sistema de Freios a Tambor	53
Figura 2.21: Foto de um Freio a Disco de Caminhão.	54
Figura 2.22: Foto de um Freio tipo Came S.	54
Figura 2.23: Forças Atuando nas Lonas de um Freio a tambor, Fator de Freio	56
Figura 2.24: Comparação do Fator de Freio para Vários Tipos de Freios	57
Figura 2.25: Forças e Torques que Atuam no Veículo Desacelerando.	60
Figura 2.26: Análise da Distância de Parada.	61
Figura 2.27: Aumento da Pressão em Freios Pneumáticos.	63
Figura 2.28: Distribuição das Forças de Frenagem Real e Ideal	64

Figura 2.29: Relação Real e Ideal das Forças de Frenagem – Veículo de Dois Eixos com Válvula Sensível a Carga.....	65
Figura 2.30: Distribuição Ideal das Forças de Frenagem, Desaceleração Máxima.	66
Figura 2.31: Distribuição Real das Forças de Frenagem, Definição de Eficiência.....	67
Figura 2.32: Relação da Eficiência com Número de Escorregamentos e Segurança Veicular.	68
Figura 3.1: Conversão de Eixos e Símbolos Utilizados na Metodologia.....	71
Figura 3.2: Veículo Genérico.	79
Figura 3.3: Equipamento Genérico.....	81
Figura 3.4: Esquema da Geração de Força de Frenagem.....	86
Figura 3.5: Fronteiras das Aderências dos Eixos.	89
Figura 4.1: Variação da Rigidez Lateral dos Pneus em Função da Velocidade para o Caso 1.	94
Figura 4.2: Variação do Peso nas Rodas em Função da Velocidade para o Caso 1.....	95
Figura 4.3: Variação da Velocidade de Guinada em Função da Velocidade para o Caso 1.	96
Figura 4.4: Variação da Margem de Estabilidade em Função da Velocidade para o Caso 1.	97
Figura 4.5: Variação do Fator de Amortecimento dos Pneus em Função da Velocidade para o Caso 1.	98
Figura 4.6: Lugar das Raízes para o Caso 1.....	98
Figura 4.7: Variação da rigidez lateral do pneu para rodovias secas e molhadas.....	103
Figura 4.8: Variação da Rigidez Lateral dos Pneus em Função da Velocidade para o Caso 2	102
Figura 4.9: Variação do Peso nas Rodas em Função da Velocidade para o Caso 2.....	102
Figura 4.10: Variação da Velocidade de Guinada em Função da Velocidade para o Caso 2.	103
Figura 4.11: Variação da Margem de Estabilidade em Função da Velocidade para o Caso 2.	104

Figura 4.12: <i>Variação do Fator de Amortecimento dos Pneus em Função da Velocidade para o Caso 2.</i>	104
Figura 4.13: <i>Lugar das Raízes para o Caso 2.</i>	105
Figura 4.14: <i>Variação da Rigidez Lateral dos Pneus em Função da Velocidade para o Caso 3.</i>	106
Figura 4.15: <i>Variação do Peso nas Rodas em Função da Velocidade para o Caso 3.</i>	107
Figura 4.16: <i>Variação da Velocidade de Guinada em Função da Velocidade para o Caso 3.</i>	108
Figura 4.17: <i>Variação da Margem de Estabilidade em Função da Velocidade para o Caso 3.</i>	109
Figura 4.18: <i>Variação do Fator de Amortecimento dos Pneus em Função da Velocidade para o Caso 3.</i>	109
Figura 4.19: <i>Lugar das Raízes para o Caso 3.</i>	110
Figura 4.20: <i>Variação da Rigidez Lateral dos Pneus em Função da Velocidade para o Caso 4.</i>	111
Figura 4.21: <i>Variação do Peso nas Rodas em Função da Velocidade para o Caso 4.</i>	112
Figura 4.22: <i>Variação da Velocidade de Guinada em Função da Velocidade para o Caso 4.</i>	113
Figura 4.23: <i>Variação da Margem de Estabilidade em Função da Velocidade para o Caso 4.</i>	113
Figura 4.24: <i>Variação do Fator de Amortecimento dos Pneus em Função da Velocidade para o Caso 4.</i>	114
Figura 4.25: <i>Lugar das Raízes para o Caso 4.</i>	115
Figura 4.26: <i>Variação da Rigidez Lateral dos Pneus em Função da Velocidade para o Caso 5.</i>	116
Figura 4.27: <i>Variação do Peso nas Rodas em Função da Velocidade para o Caso 5.</i>	117
Figura 4.28: <i>Variação da Velocidade de Guinada em Função da Velocidade para o Caso 5.</i>	117
Figura 4.29: <i>Variação da Margem de Estabilidade em Função da Velocidade para o Caso 5.</i>	118

Figura 4.30: <i>Variação do Fator de Amortecimento dos Pneus em Função da Velocidade para o Caso 5.</i>	118
Figura 4.31: <i>Lugar das Raízes para o Caso 5.</i>	119
Figura 4.32: <i>Desaceleração em Função da Pressão para o Caso 1b.</i>	121
Figura 4.33: <i>Anexo 10 Aplicado ao Caso 1b.</i>	122
Figura 4.34: <i>Distância de Parada em Função da Desaceleração para o Caso 1b.</i>	122
Figura 4.35: <i>Desaceleração em Função da Pressão para o Caso 2b.</i>	124
Figura 4.36: <i>Anexo 10 Aplicado ao Caso 2b.</i>	124
Figura 4.37: <i>Distância de Parada em Função da Desaceleração para o Caso 2b.</i>	125
Figura 4.38: <i>Desaceleração em Função da Pressão para o Caso 3b.</i>	126
Figura 4.39: <i>Anexo 10 Aplicado ao Caso 3b.</i>	127
Figura 4.40: <i>Distância de Parada em Função da Desaceleração para o Caso 3b.</i>	127
Figura 4.41: <i>Desaceleração em Função da Pressão para o Caso 4b.</i>	129
Figura 4.42: <i>Anexo 10 Aplicado ao Caso 4b.</i>	129
Figura 4.43: <i>Distância de Parada em Função da Desaceleração para o Caso 4b.</i>	130
Figura 4.44: <i>Resumo dos Resultados do Estudo da Frenagem.</i>	131

LISTA DE TABELAS

<i>Tabela 1: Derivadas de Estabilidade</i>	<i>30</i>
<i>Tabela 2: Fatores que influenciam no gradiente de esterçamento</i>	<i>33</i>
<i>Tabela 3: Coeficientes de Amortecimento, Mola e Inércia</i>	<i>46</i>
<i>Tabela 4: Dados Iniciais do Caso 1.</i>	<i>94</i>
<i>Tabela 5: Dados Iniciais do Caso 2.</i>	<i>101</i>
<i>Tabela 6: Dados Iniciais para o Caso 3.</i>	<i>106</i>
<i>Tabela 7: Dados Iniciais para o Caso 4.</i>	<i>111</i>
<i>Tabela 8: Dados Iniciais para o Caso 5</i>	<i>115</i>
<i>Tabela 9: Dados de entrada para o Caso 1b.....</i>	<i>120</i>
<i>Tabela 10: Dados de Entrada para o Modelo 2b.....</i>	<i>123</i>
<i>Tabela 11: Dados de Entrada para o Modelo 3b.....</i>	<i>126</i>
<i>Tabela 12: Dados de Entrada para o Caso 4b</i>	<i>128</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

a – Distância do CG ao eixo dianteiro;	[mm]
a_c – Aceleração Centrípeta;	[m/s ²]
A – Área do cilindro de roda;	[m ²]
A_f – Área do cilindro de freio dianteiro;	[m ²]
A_r – Área do cilindro de freio traseiro;	[m ²]
AT_1 – Torque de alinhamento do eixo dianteiro;	[Nm]
AT_2 – Torque de alinhamento do eixo traseiro;	[Nm]
α – Ângulo de deriva dos pneus;	[°]
α_f – Ângulo de deriva do pneu dianteiro;	[°]
α_r – Ângulo de deriva do pneu traseiro;	[°]
a_y – Aceleração lateral;	[m/s ²]
b – Distância do CG ao eixo traseiro;	[mm]
b^* - Desaceleração do veículo;	[m/s ²]
b_{max} – Desaceleração máxima possível do veículo;	[m/s ²]
β – Ângulo de escorregamento do veículo;	[°]
B_f – Força de frenagem do eixo dianteiro;	[N]
B_r – Força de frenagem do eixo traseiro;	[N]
B_t – Força de frenagem total,	[N]
c_t – Distância do CG à extremidade dianteira do veículo;	[mm]
c – Constante de amortecimento;	[Nm/s]
C^* - Fator de freio;	[-]
C_α – Rigidez lateral dos pneus;	[N/°]
$C_{\alpha f}$ – Rigidez lateral do pneu dianteiro;	[N/°]
$C_{\alpha r}$ – Rigidez lateral do pneu traseiro;	[N/°]
CF – Força centrífuga;	[N]
CG – Centro de gravidade;	[-]
d – Bitola;	[mm]
d_t – Distância do CG a extremidade traseira do veículo;	[mm]
δ – ângulo de esterçamento;	[°]
ΔZ_1 – Transferência de carga lateral do eixo dianteiro;	[kg]
ΔZ_2 – Transferência de carga lateral do eixo traseiro;	[kg]

D_f – Diâmetro dos pneus dianteiros;	[mm]
D_r – Diâmetro dos pneus traseiros;	[mm]
D_t – Diâmetro do tambor;	[m]
D_x – Aceleração linear negativa;	[m/s ²]
e_t – Largura total do veículo;	[mm]
e – Distância do ponto de esterçamento neutro ao CG;	[mm]
e_d – Distância do ponto de atuação da força ao pivô;	[mm]
E – Raio médio do came S;	[m]
E_f - Raio do came S dianteiro;	[m]
E_r - Raio do came S traseiro;	[m]
ε_2 – Influência do ângulo de rolamento no ângulo de esterçamento traseiro;	[-]
F – Força no came S;	[N]
F_a – Força de atrito desenvolvida pela lona primária;	[N]
F_b – Força de atrito desenvolvida pela lona secundária;	[N]
ϕ – Ângulo de rolamento da massa suspensa;	[°]
F_c – Força no cilindro de freio;	[N]
F_x – Força no sentido longitudinal;	[N]
$F_{x_{\max}}$ – Máxima força de frenagem possível;	[N]
F_{t1} – Força da lona primária contra o tambor;	[N]
F_{t2} – Força da lona secundária contra o tambor;	[N]
g – Aceleração da gravidade;	[m/s ²]
γ - Ângulo de câmbor;	[°]
h_r – Altura do CG acima do eixo de rolamento;	[mm]
h – Altura do CG acima do solo;	[mm]
I – Momento de inércia;	[Nm]
K – Gradiente de esterçamento;	[-]
k – Constante elástica da mola;	[N/m]
k_i – Raio de giração de guinada;	[mm]
k_f – Rigidez das molas dianteiras;	[N/m]
k_r – Rigidez das molas traseiras;	[N/m]
l – Distância entre-eixos;	[mm]
L – Momento de rolamento em torno do eixo X;	[Nm]
L_a – Comprimento da alavanca ajustadora;	[m]

L_{af} – Comprimento da alavanca ajustadora dianteira;	[m]
L_{ar} – Comprimento da alavanca ajustadora traseira;	[m]
L_{ϕ} , L_p – Derivativas da rigidez de rolamento;	[-]
m – Massa do veículo;	[kg]
m_d – Distância vertical do ponto de ação da força ao pivô;	[mm]
M_{db} – Freio motor;	[N]
μ – Coeficiente de atrito,	[-]
M_i – Inércia dos elementos rotativos do sistema de transmissão;	[Nm]
μ_0 – Máximo coeficiente de atrito entre pneu e pavimento;	[-]
M_p – Momento no pivô;	[Nm]
m_s – Massa suspensa do veículo;	[kg]
N – Momento de guinada em torno do eixo Z	[Nm]
N - Coeficiente de desempenho do pneu;	[-]
N_a – Força normal ao contato entre lona e tambor;	[N]
N_{β} – Derivada do amortecimento das forças laterais;	[-]
N_{δ} – Derivada do momento de controle;	[-]
N_r – Derivada do amortecimento de guinada;	[-]
N_p – Derivada da transferência de carga;	[-]
ω - Velocidade angular da roda;	[rad/s]
P – Força vertical;	[N]
P_c – Pressão no cilindro de roda;	[kN/cm ²]
P_a – Força no cilindro de freio;	[N]
p – Velocidade de rolamento em torno do eixo X do veículo;	[m/s]
p_f – Pressão interna dos pneus dianteiros;	[Pa]
p_r – Pressão interna dos pneus traseiros;	[Pa]
P_{γ} - Força lateral devido ao ângulo de câmbor;	[N]
r_{tf} - Raio do tambor dianteiro;	[m]
r_{tr} - Raio do tambor traseiro;	[m]
R – Raio da curva;	[m]
R_{dina} – Raio dinâmico do pneu;	[m]
r – Velocidade de guinada do veículo;	[rad/s]
R_a – Arraste aerodinâmico;	[N]
ST – Distância de parada na frenagem;	[m]

SM – Margem de estabilidade estática;	[-]
SR – Escorregamento parcial do pneu;	[%]
t_1 – Bitola do eixo dianteiro;	[mm]
t_2 – Bitola do eixo traseiro;	[mm]
t_r – Tempo de reação do motorista;	[s]
t_s – Tempo de variação da velocidade na frenagem;	[s]
u – Velocidade longitudinal do veículo;	[m/s]
u – Distância horizontal do ponto de aplicação da força ao pivô;	[mm]
V – Velocidade do veículo;	[m/s]
v – Velocidade lateral do veículo;	[m/s]
V_{car} – Velocidade característica do veículo;	[m/s]
V_{crit} – Velocidade crítica do veículo;	[m/s]
w – Massa do sistema massa-mola-amortecedor;	[kg]
w_f – Largura da banda de rodagem do pneu dianteiro;	[mm]
w_r – Largura da banda de rodagem do pneu traseiro;	[mm]
W – Peso do veículo;	[N]
W_f – Peso do eixo dianteiro;	[N]
W_r – Peso do eixo traseiro;	[N]
W_{rd} – Peso dinâmico no eixo traseiro;	[N]
W_{fd} – Peso dinâmico no eixo dianteiro;	[N]
$\bar{y}$ – Deslocamento lateral do CG devido ao ângulo de rolamento;	[mm]
Y – Força lateral gerada pelo pneu	[N]
Y_f – Força lateral do eixo dianteiro;	[N]
Y_r – Força lateral do eixo traseiro;	[N]
Y_{δ} – Derivada de Força de controle;	[-]
Y_{β} – Derivada do amortecimento do escorregamento lateral;	[-]
Y_r – Derivada do acoplamento força lateral/guinada;	[-]
Y_{12} – Força lateral do eixo dianteiro;	[N]
Y_{34} – Força lateral do eixo traseiro;	[N]
Y_{ϕ}, N_{ϕ} – Derivadas da influência do ângulo de rolamento;	[-]
θ – Ângulo de inclinação da pista;	[°]
x – Deslocamento do sistema massa-mola-amortecedor;	[mm]
x – Distância percorrida na frenagem;	[m]

X_1 – Resistência ao rolamento do eixo dianteiro;	[N]
X_2 – Resistência ao rolamento do eixo traseiro;	[N]
Z_1 – Altura do eixo de rolamento acima o solo para o eixo dianteiro;	
[mm]	
Z_2 - Altura do eixo de rolamento acima o solo para o eixo traseiro;	[mm]
ω_n - Frequência natural não amortecida;	[Hz]
ξ - Fator de amortecimento;	[-]
η - Eficiência da frenagem;	[-]
γ_b - Fator que considera a inércia dos elementos rotativos do veículo ligado a roda;	
[-]	
η_f - Eficiência do freio dianteiro;	[-]
η_r - Eficiência do freio traseiro;	[-]

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	iii
RESUMO	iv
ABSTRACT	v
LISTA DE ILUSTRAÇÕES.....	vi
LISTA DE TABELAS	x
LISTA DE SÍMBOLOS	xi
1 – INTRODUÇÃO	1
2 – REVISÃO DA LITERATURA	4
2.1 – Conceitos Básicos.	5
2.2 – Pneus	8
2.3 - Estabilidade Direcional	18
2.3.1 - Estabilidade Estática e Dinâmica.....	18
2.3.2 – Modelo de Dois Graus de Liberdade	21
2.3.3 – Equações de Movimento.....	22
2.3.4 – Derivativas de Estabilidade	26
2.3.5 – Gradiente de Esterçamento	30
2.3.6 – Margem de Estabilidade Estática.....	34
2.3.7 – Modelo com Três Graus de Liberdade.....	35
2.3.7 – Regime Transitório	42
2.4 – Frenagem.....	48
2.4.1 – Introdução.....	48
2.4.2 – Sistema de Freios	51
2.4.3 – Dinâmica da Frenagem	58
2.4.4 – Eficiência da Frenagem.....	64
3 – METODOLOGIA.....	69
3.1 – Estabilidade Direcional	69
3.1.1 – Simplificações	70
3.1.2 – Equações de Movimento.....	71
3.1.3 – Peso nas Rodas	72
3.1.4 – Desempenho dos Pneus.....	74
3.1.5 – Polinômio Característico	77
3.1.6 – Veículo Genérico.....	79

3.1.7 – Configurações Consideradas	82
3.2 – Frenagem	84
3.2.1 – Dinâmica da Frenagem	85
3.2.2 – Configurações Abordadas	91
4 – RESULTADOS	93
4.1 – Estabilidade Direcional	93
4.1.1 – Caso 1 – Estabilidade direcional	93
4.1.2 – Caso 2 – Estabilidade direcional	101
4.1.3 – Caso 3 – Estabilidade direcional	105
4.1.4 – Caso 4 – Estabilidade direcional	110
4.1.5 – Caso 5 – Estabilidade direcional	115
4.2 – Frenagem	119
4.2.1 - Caso 1b – Frenagem	120
4.2.2 – Caso 2b – Frenagem	123
4.2.3 – Caso 3b – Frenagem	125
4.2.4 – Caso 4b – Frenagem	128
5 – CONCLUSÕES	132
Referências	134

1 – INTRODUÇÃO

O sistema de levantamento de eixos em veículos comerciais foi inicialmente desenvolvido com o objetivo de economizar pneus, ou seja, minimizar o desgaste da banda de rodagem. Porém, na prática este sistema não se mostrou eficaz. O desgaste do pneu que mantinha contato com o pavimento, quando o sistema estava acionado, era acelerado em função do aumento da força peso sobre ele. Perante esta realidade, o uso do sistema de levantamento de eixos era restrito, não causando um efeito estatístico sensível na segurança veicular.

No primeiro dia de julho do ano de 1997, segundo Ortega (2005), a secretaria de transporte do Estado de São Paulo emitiu a resolução ST-18 que considera em seu art.1º a distinção dos valores de pedágio nas rodovias para veículos com seus eixos em contato com o solo ou elevados. Portanto, são considerados os eixos de veículos comerciais efetivamente utilizados (em contato com o pavimento), naquele momento, para o cálculo da tarifa de pedágio. Posteriormente, em 29 de maio de 1998, com a concessão de muitas rodovias brasileiras para a iniciativa privada e com um acordo firmado entre as concessionárias rodoviárias e o Departamento Nacional de Trânsito (Denatran), estes sistemas de levantamento dos eixos passaram a ser usados de forma extensiva como um meio de se pagar menos pedágio em todas as rodovias do Brasil. As tarifas de pedágio passaram a ser cobradas apenas de acordo com o número de eixos que estão em contato com o solo no momento da cobrança.

Contudo, o levantamento dos eixos tem implicações no desempenho na frenagem e na estabilidade direcional dos veículos, podendo reduzir a segurança veicular, sobretudo quando usado em larga escala com um provável aumento da probabilidade de ocorrência de acidentes.

Uma revisão da literatura deixa claro que o tema foi pouco abordado até o momento no Brasil. O seu uso em larga escala em veículos comerciais não foi fundamentado sob o ponto de vista teórico e prático.

Na maioria dos outros países as tarifas de pedágio são cobradas de acordo com a categoria do veículo, da mesma forma que o Brasil fazia no passado, assim o número de eixos em contato com o solo não influencia os valores das tarifas.

Os veículos comerciais no Brasil podem sair das montadoras com o sistema de levantamento dos eixos instalado ou podem ser instalados posteriormente por pequenas empresas que realizam um trabalho de adaptação. Observa-se que estas empresas, em muitos casos, não possuem recursos financeiros e técnicos suficientes para fazer uma nova certificação do veículo segundo as normas vigentes. Estas modificações posteriores podem mudar significativamente as características dinâmicas originais do veículo, o qual deveria passar por um novo processo de certificação. A não certificação pode levar ao não cumprimento das leis vigentes podendo resultar na diminuição da segurança veicular, refletindo-se conseqüentemente no aumento do número e na gravidade dos acidentes.

O levantamento dos eixos reduz o número de pneus em contato com o solo, alterando dimensionalmente importantes características do veículo, como por exemplo, a distância entre-eixos. Este fato pode influenciar de forma significativa na margem de estabilidade estática, no fator de amortecimento dos movimentos característicos, na velocidade crítica, no gradiente de esterçamento, dentre outros. Estes fatores são previamente desenvolvidos durante a elaboração do projeto e considerados na certificação dos veículos pelas montadoras.

Os sistemas de levantamento dos eixos vêm sendo utilizados em larga escala em veículos comerciais simples e também em veículos comerciais compostos, o que pode alterar as propriedades de estabilidade direcional do cavalo mecânico, dos semi-reboques ou reboques e da composição, mesmo vazios ou com cargas intermediárias.

Veículos comerciais que tenham altos momentos de inércia, com carroçarias, baús ou containeres, podem ter suas margens de estabilidade

diminuídas significativamente com o levantamento dos eixos devido ao grande momento de inércia de guinada, na direção Z.

O sistema de freios dos veículos comerciais é desenvolvido e certificado pelas montadoras para controlar a velocidade ou frear o veículo na menor distância de forma segura, mantendo-se a dirigibilidade e a estabilidade, em qualquer condição operacional admissível.

A certificação do sistema de freios de um veículo comercial rodoviário baseia-se em Normas Internacionais como a “*Economics Community European*” (ECE R13 e seus anexos), e no Brasil em normas da Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) indicadas por resoluções do Conselho Nacional de Trânsito (CONTRAN), que estabelecem requisitos mínimos de espaço de parada, desaceleração média, seqüência de travamento das rodas nos eixos, eficiência da frenagem, força e sensibilidade no pedal do freio, controle do “*fading*”, dentre outros; dependendo do tipo e classificação do veículo.

O sistema de levantamento dos eixos altera as forças de frenagem, pois um número menor de pneus, com seus respectivos sistemas de freios, estarão ativos durante a frenagem. O levantamento dos eixos também altera a distribuição das forças de frenagem nos eixos do veículo, influenciando na eficiência da frenagem e, conseqüentemente, na segurança veicular.

O presente trabalho pretende estudar a influência destes sistemas na estabilidade direcional e no desempenho da frenagem de veículos comerciais com os sistemas de levantamento dos eixos presentes, desenvolvendo-se nos próximos capítulos os seguintes tópicos:

- No capítulo 2, será feita uma revisão da literatura nacional e internacional, embasando o desenvolvimento da teoria necessária para o estudo da influência destes sistemas na estabilidade direcional e no desempenho da frenagem de veículos comerciais simples. Ainda no capítulo 2 será apresentada a teoria clássica resumida para o estudo da estabilidade direcional de veículos simples, em regime permanente, abrangendo o modelo da bicicleta e modelos matemáticos que contemplam a transferência de força

vertical das rodas internas para as externas, quando o veículo executa um movimento circular.

O capítulo 2 apresentará também a teoria necessária para o estudo do desempenho na frenagem em regime permanente de veículos com o sistema de levantamento de eixos presente, operante ou não.

- No capítulo 3, veículos exemplos serão explicitados com as teorias desenvolvidas no capítulo 2, tendo como objetivo básico o estudo da estabilidade direcional e da frenagem especificamente destes veículos, segundo a metodologia proposta neste capítulo. O modelo clássico da bicicleta será aplicado em um veículo exemplo 6x2. As planilhas que solucionam as equações diferenciais de movimento serão aplicadas no veículo exemplo 6x2 com e sem os eixos elevados, vazios e com cargas intermediárias. Planilhas de cálculos desenvolvidas baseadas nos requisitos da norma NBR 14354 da ABNT, serão aplicadas no veículo exemplo 6x2 simples com e sem os eixos elevados, e com cargas intermediárias.
- No capítulo 4 serão apresentados e analisados os resultados obtidos a partir do capítulo 3 para os veículos exemplos estudados. Baseados na teoria e nos resultados obtidos nos veículos exemplos pretende-se concluir e generalizar sobre a influência dos sistemas de levantamento dos eixos, no que se refere à estabilidade direcional e desempenho da frenagem.
- No capítulo 5 serão apresentadas conclusões de como o sistema de levantamento dos eixos influencia na estabilidade e no desempenho da frenagem de veículos comerciais. Serão explicitadas conclusões diretas e claras sobre as influências em cada veículo exemplo estudado, seguida de um ponto de vista geral de como estes sistemas podem interferir, com seu uso em larga escala, na segurança veicular.

2 – REVISÃO DA LITERATURA

2.1 – Conceitos Básicos

Esta revisão da literatura tem o objetivo de apresentar tanto os conceitos básicos quanto os modelos matemáticos mais complexos, utilizados com frequência por especialistas da área de dinâmica veicular.

O comportamento dinâmico de um veículo rodoviário é a parte mais importante da sua segurança ativa. O veículo, o seu condutor e o meio ambiente constituem um sistema de malha fechada, o qual é único. Portanto, a tarefa de avaliação do comportamento dinâmico é difícil de ser realizada, pois existe uma forte interação entre o veículo, a rodovia e o condutor, que é intrinsecamente complexa. Inevitavelmente, a descrição do comportamento dinâmico deve envolver vários parâmetros teóricos e testes do veículo rodoviário.

Com o passar de mais de um século de desenvolvimento dos autoveículos rodoviários, foram criados alguns padrões e algumas definições usadas até hoje pelos especialistas ligados à área da dinâmica veicular. Alguns destes padrões serão discutidos e utilizados neste trabalho.

A primeira definição referente ao estudo da estabilidade de um veículo é o termo comumente usado em inglês “*handling*”. O “*handling*” é a resposta de um veículo a um comando do motorista, ou a facilidade de controle do mesmo. É uma medida total da combinação motorista e veículo. Deste modo, o motorista e o veículo formam um sistema de malha fechada, significando que o motorista observa a direção, posição e outras variáveis de movimento e altera seu comando para obter o movimento desejado.

Uma outra definição importante para a análise dinâmica de um veículo faz referência ao tipo de entrada dada através de um comando no sistema de direção. Quando a entrada leva em consideração apenas o ângulo de deslocamento da direção, não sendo relevante o torque no volante, a definição usada é “controle fixo”. Quando o torque é relevante e não há consideração relacionada ao deslocamento do volante após a perturbação, o termo usado é “controle livre”. É claro que o motorista interage com o veículo com uma combinação do torque e deslocamento, mas para efeito de estudo essa combinação foi dividida.

Quando a referência é somente o veículo, ou seja, sistema de malha aberta, o termo utilizado é “comportamento do veículo”. Este termo refere-se à resposta do veículo a um comando na direção, seja ele do tipo controle fixo ou livre, e é mais precisamente definido como resposta direcional. O sistema de malha aberta caracteriza apenas o veículo, não considerando os sentidos e interações com o motorista, tendo em vista que a modelagem analítica do motorista é um problema bastante complexo.

Este trabalho analisará o comportamento de veículos exemplos em malha aberta e controle fixo.

Um termo usado entre os especialistas da área é a definição de regime permanente. Movimentos em regime permanente são aqueles que apresentam acelerações constantes com o tempo, relativas a um sistema de coordenadas fixo no veículo, tendo geralmente sua origem coincidente com o centro de massa. O movimento circular com raio constante, velocidade linear longitudinal e velocidade angular de guinada constantes é um movimento em regime permanente de interesse para os projetistas de veículos rodoviários. Ele é utilizado como condição inicial para o estudo da estabilidade. A sequência de equações (1) mostra a condição matemática deste movimento em regime permanente.

$$\begin{aligned}
 \vec{V}_p &= u \vec{i} + v \vec{j} + w \vec{k} \\
 \dot{\vec{V}}_p &= 0 \Rightarrow \vec{V}_p = cte \\
 \vec{r} &= p \vec{i} + q \vec{j} + r \vec{k} \\
 \dot{\vec{r}} &= 0 \Rightarrow \vec{\omega} = cte
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

Sendo:

Índice p = Origem do sistema cartesiano, neste caso representado no centro de gravidade do veículo (CG);

V = Velocidade do veículo;

r = Velocidade angular do veículo.

A figura 2.1 ilustra tanto este sistema de coordenadas com origem no CG do veículo, quanto algumas variáveis de movimento.

*Figura 2.1: Sistema de Coordenadas Fixas no Veículo.
Fonte: Milliken (1995).*

Embora o estudo em regime permanente circular seja apenas uma parte do estudo completo do comportamento dinâmico de um veículo, este é básico e aplicado no início do projeto e certificação do mesmo. Ele proporciona importantes informações do comportamento do veículo na pista, em boa parte do seu uso.

O estudo do comportamento do veículo em regime permanente pode ser realizado na pista ou na teoria, com o veículo descrevendo um movimento com raio e velocidade constantes ou com a velocidade aumentando lentamente. Outras variáveis podem ser utilizadas como:

- Ângulo de esterçamento constante;
- Velocidade constante e ângulo de esterçamento variável;

- Velocidade constante e raio de curva variável.

O presente estudo utilizará para a análise teórica do comportamento do veículo em regime permanente o “movimento com raio constante”.

Outras definições referem-se a termos importantes, como a estabilidade e a dirigibilidade. Canale (1998) define estabilidade como a tendência decrescente das amplitudes do movimento de um veículo após o término da perturbação; e dirigibilidade como a capacidade e habilidade do conjunto veículo e piloto em sair de uma dada condição de regime permanente para uma outra condição.

O estudo da dinâmica dos autoveículos rodoviários envolve inúmeros aspectos que são de suma importância durante o seu desenvolvimento. Com o passar dos anos, este estudo se tornou extremamente extenso e complexo.

As referidas definições são imprescindíveis neste estudo e em todos os textos que abordam a dinâmica veicular, porém existem outras definições que serão explanadas no decorrer deste trabalho.

Todos os parâmetros e variáveis que medem a estabilidade direcional de um autoveículo rodoviário são diretamente dependentes do desempenho dos pneus. Uma breve descrição e revisão dos principais conceitos relacionados com estabilidade direcional, frenagem e pneus serão mostradas a seguir.

2.2 – Pneus

O pneu é o único componente do veículo que está em contato com o pavimento e, portanto, é o responsável pela geração das forças e torques necessários para dar estabilidade, dirigibilidade, desempenho na frenagem, na aceleração e em todos os movimentos característicos do veículo.

Desta maneira, os pneus estão relacionados diretamente com a resposta dinâmica e o comportamento do veículo quando submetido a perturbações vindas do pavimento, forças de origem aerodinâmica, rajadas de vento ou entradas efetuadas pelo condutor através do volante, acelerador ou freio.

O pneu é formado por uma mistura de borracha natural e/ou sintética vulcanizada em uma estrutura de fios metálicos emaranhados, sendo um composto anisotrópico e apresentando propriedades mecânicas diferentes nas três direções espaciais.

Como em quase todas as áreas da tecnologia atual, os especialistas ligados ao desenvolvimento de veículos se unem através de uma entidade chamada “*Society of Automotive Engineers*” (SAE), a qual representa um nível mundial de especialistas. A SAE é responsável pela elaboração de normas e definições utilizadas em todos os projetos e análises ligadas a esta área. Tendo, em alguns aspectos, servido como referência para este trabalho.

No caso do pneu, que apresenta diferentes propriedades nas direções espaciais, a SAE definiu um sistema de eixos para representar todos os planos e direções das forças exercidas pelo mesmo. Um esquema é mostrado na Figura 2.2.

Figura 2.2: Sistema SAE de Eixos do Pneu
Fonte: Milliken (1995)

Durante o projeto de um autoveículo rodoviário, o pneu é escolhido de acordo com a força normal sobre ele e a faixa de velocidade que este veículo atuará. O atrito entre o pneu e o pavimento se deve, segundo Gillespie (1992), em parte pela adesão (micro-soldagens entre pneu e solo) e em parte pela histerese, como ilustra a figura 2.3.

Figura 2.3: Mecanismo de Atrito entre Pneu e Pavimento
 Fonte: Gillespie (1992)

Quando o pneu é solicitado à tração, isto é, quando o veículo está acelerando, a força trativa gerada varia de acordo com o gráfico da figura 2.4. Note que a maior força de tração ocorre quando o pneu está com escorregamento parcial por volta de 20%.

Os conceitos relacionados ao comportamento do pneu durante a aceleração serão úteis mais adiante, quando for introduzido o conceito da elipse de aderência, que estuda o comportamento do mesmo quando solicitado tanto no sentido longitudinal, quanto no sentido transversal ao veículo.

*Figura 2.4: Gráfico da Relação de Escorregamento em Função da Força de Tração, para ângulo de deriva do pneu igual a 0.
Fonte: Milliken (1995)*

Como o objetivo deste trabalho está diretamente ligado à frenagem, o gráfico de interesse é o da relação de escorregamento em função da força de frenagem, que mede o desempenho do pneu nesta manobra. (Figura 2.5). Quando o veículo está freando, o escorregamento parcial do pneu também influencia o seu desempenho, por volta de 15% de escorregamento é o momento em que há o melhor coeficiente de atrito entre pneu e pavimento.

*Figura 2.5: Gráfico da Relação de Escorregamento em Função da Força de Frenagem, para ângulo de deriva do pneu igual a 0.
Fonte: Milliken (1995)*

É importante observar a variação da curva da força de frenagem em relação ao escorregamento parcial do pneu quando o pavimento está seco ou quando existe água na superfície, proveniente da chuva, por exemplo. Gillespie (1992) ilustra esta variação através da figura 2.6. A curva superior é para pavimento seco e a inferior quando este está molhado. As siglas μ_p e μ_s são os coeficientes de atrito máximo e o de travamento das rodas, respectivamente.

Figura 2.6: Gráfico de Coeficiente de Atrito versus Escorregamento Parcial do Pneu, para Frenagem.

Fonte: Gillespie (1992)

O escorregamento parcial do pneu é dado, segundo Gillespie (1992), por:

$$SR = \frac{V - \omega.r}{V} \quad (2)$$

Sendo:

SR = Escorregamento parcial do pneu, em %;

V = Velocidade adiante da roda;

ω = Velocidade angular da roda;

r = Raio externo do pneu.

As equações que regem as forças longitudinais geradas pelo pneu são:

$$F_{x\text{máx.}} = \mu_0.P \quad (3)$$

ou

$$F_x = \mu.P$$

Sendo:

$F_{x \text{ máx}}$ = Máxima força de frenagem ou tração possível;

F_x = Força de frenagem ou tração;

μ_0 = Máximo coeficiente de atrito pneu-solo;

μ = Coeficiente de atrito;

P = Força normal sobre o pneu.

Referente à dinâmica lateral, sentido transversal ao veículo, o pneu é responsável por gerar a força lateral que se opõe às forças centrífugas geradas durante uma manobra de curva, segundo as leis de Newton.

O mecanismo de geração da força lateral de um pneu tem como variável o seu ângulo de deriva. O ângulo de deriva é o ângulo entre o plano longitudinal da roda e a direção de movimento do pneu, identificado pela letra grega α .

O gradiente entre a força lateral e o ângulo de deriva é definido através do termo em inglês “*cornering stiffness*”, citado neste trabalho como rigidez lateral do pneu. O gráfico da rigidez lateral do pneu, identificado por C_α , possui três regiões relevantes quanto à classificação dos movimentos laterais de um veículo. (Figura 2.7)

Dixon (1996) cita valores de acelerações laterais de 0 a 0,3g para o regime com rigidez lateral do pneu constante, definido como regime linear ou elástico. O regime de transição se dá em acelerações laterais de 0,3 a 0,6g para a região com o C_α variável. Estes valores, segundo Dixon (1996), são válidos para pneus de automóveis de passeio.

Segundo Milliken (1995), a região onde a rigidez lateral dos pneus é constante cobre quase todo o uso de veículos em rodovias públicas.

Figura 2.7: Força Lateral versus Ângulo de Deriva do Pneu.

Fonte: Milliken (1995).

OBS: Fator de conversão de lbf para kN = 0,0045

As forças laterais geradas pelos pneus, segundo Gillespie (1992), obedecem à equação:

$$Y = C_{\alpha} \cdot \alpha \quad (4)$$

Sendo:

Y = Força lateral gerada pelo pneu;

C_{α} = Rigidez lateral do pneu;

α = Ângulo de deriva do pneu.

Existem diversos fatores que interferem no valor da rigidez lateral de um pneu. Pode-se citar como os mais importantes, as características construtivas, os materiais da banda de rodagem, a força normal sobre ele, a pressão de enchimento, dentre outros. A força normal, ou força peso, sobre um pneu com as mesmas características construtivas, é o fator que interfere de forma mais significativa no C_α e, conseqüentemente, no desempenho do veículo em manobras de curva, (Guillemie 1992). Veículos com sobrecarga se tornam menos seguros principalmente por esta razão. Uma maneira de analisar como a força normal altera o desempenho dos pneus em uma manobra de curva é o gráfico de coeficiente de força lateral versus ângulo de deriva. Milliken (1995) exibe um exemplo deste gráfico, com variação de peso para o mesmo pneu com a mesma pressão de enchimento. (Figura 2.8). O coeficiente de força lateral é a força lateral dividida pela força normal.

Figura 2.8: Gráfico de Coeficiente de Força Lateral versus Ângulo de Deriva do Pneu, com variação de carga normal.

Fonte: Milliken (1995)

Quando se observa o comportamento do pneu solicitado tanto no sentido longitudinal, força trativa ou de frenagem, quanto no sentido transversal, força lateral, é possível ver um gráfico chamado elipse de aderência.

O conceito da elipse de aderência é muito importante do ponto de vista prático. As manobras de emergência na tentativa de evitar acidentes são sempre acompanhadas de forças longitudinais e laterais, portanto, o pneu deve suportar forças nos dois sentidos. Diversos autores, como por exemplo, Pacejka (2002), estudaram este efeito através de testes práticos e chegaram à conclusão de que a força longitudinal de um pneu é função da sua força lateral. Ou seja, quando o pneu é solicitado para gerar força longitudinal, sua capacidade de gerar força lateral é diminuída. Um exemplo de como as forças nos dois sentidos sofrem influências umas das outras é fornecido através da figura 2.9, segundo Canale (1998).

Figura 2.9: Elipse de Adherência
Fonte: Canale (1998)

Agora é possível verificar através da elipse de aderência que quando o veículo está realizando uma manobra de frenagem o travamento das rodas dianteiras e/ou traseiras sempre deve ser evitado, pois quando ele ocorre o veículo perde sua estabilidade e dirigibilidade. Os pneus perdem a capacidade

de gerar força lateral quando são solicitados ao máximo atrito no sentido longitudinal.

Quando ocorre o travamento do eixo dianteiro, o veículo simples perde sua dirigibilidade, pois as rodas se tornam incapazes de responder a qualquer comando de esterçamento efetuado pelo motorista. Quando ocorre o travamento das rodas traseiras o veículo perde sua estabilidade. Tais manobras serão explicadas com mais detalhes no tópico de freios.

2.3 - Estabilidade Direcional

A estabilidade direcional tem importância fundamental no comportamento dinâmico dos veículos e principalmente em sua dirigibilidade, ou seja, sua capacidade de responder aos comandos efetuados pelo motorista. Por este motivo, a estabilidade direcional foi objeto de estudo de diversos especialistas ligados à área da dinâmica veicular, como Blank e Margolis (1996), Canale (1998), Dixon (1996), Guillespie (1992), Goland e Jindra (1961), Milliken (1995), Segel (1956) e outros.

2.3.1 - Estabilidade Estática e Dinâmica

É geralmente aceito que os autoveículos rodoviários devem ser estáveis e controláveis. O estudo da estabilidade direcional é normalmente dividido em duas fases no projeto e na análise de um veículo:

- Estabilidade estática, no regime permanente ou quase permanente;
- Estabilidade dinâmica, no regime transitório.

Ambas fornecem informações importantes para o projetista caracterizando e definindo o comportamento do veículo na pista.

A estabilidade estática é obtida e definida quando o veículo é levemente perturbado em torno de um movimento inicial equilibrado em regime

permanente. O movimento em regime permanente é utilizado como condição inicial para o estudo da estabilidade do veículo.

Canale (1998) define estabilidade estática como a tendência de um veículo desenvolver forças e torques que se opõem diretamente a uma perturbação instantânea de uma variável de movimento, considerando que o veículo esteja inicialmente em um movimento equilibrado em regime permanente. Milliken (1995) ilustra, através da figura 2.10, a definição clássica para o equilíbrio estável, instável e indiferente de corpos em diversas posições.

Figura 2.10: Definição Clássica de Estabilidade Estática e Dinâmica.
Fonte: Milliken (1995).

A coluna 1 da figura 2.10 refere-se ao estado inicial, em regime permanente, anterior a qualquer tipo de distúrbio, mostrando o corpo em equilíbrio. Na coluna 2 o sólido é perturbado em torno da condição inicial equilibrada. A coluna 3 mostra que após o distúrbio, identificado pela coluna 2, o sólido, em alguns casos, tem a tendência de voltar para a condição inicial estando então em um equilíbrio estável e, outros sólidos têm a tendência oposta, caracterizando um equilíbrio instável.

Os exemplos de equilíbrio estável são os casos das linhas a e c. As linhas b e d são exemplos de equilíbrio instável.

Na estabilidade dinâmica deve-se obter a resposta temporal do movimento do sólido após o distúrbio. O movimento resultante pode ser exponencial ou harmônico. Se decrescente, o sólido está numa condição de equilíbrio estável dinamicamente; se crescente, o sólido está numa condição de equilíbrio instável.

Para classificar a estabilidade dinâmica de um corpo é necessária a solução das equações de movimento e a obtenção da resposta temporal da variável de movimento em questão. Fatores de amortecimento e frequências naturais e amortecidas são normalmente obtidas, bem como as relações entre variáveis de movimento.

Portanto, o veículo é considerado estável estaticamente quando sofre uma perturbação, de qualquer natureza, durante seu movimento em regime permanente e ao cessar esta perturbação ele volta para a condição inicial de movimento. Se o veículo não voltar à condição inicial ele é dito instável estaticamente. E ainda, se o veículo permanecer na direção de movimento gerada pela perturbação, ou seja, após o término da perturbação ele não diverge nem converge da condição de movimento inicial, é classificado como indiferente.

A estabilidade dinâmica do veículo refere-se à natureza do movimento após o término da perturbação. Se o movimento tem suas amplitudes diminuídas ou amortecidas, é dito estável dinamicamente. No entanto, se o movimento tem suas amplitudes aumentadas, ou seja, seus movimentos são amplificados, é classificado como instável dinamicamente.

A linha a da figura 2.10 exemplifica um sistema estável estaticamente. A linha c fornece um exemplo de um sistema estável estaticamente e dinamicamente. A esfera, após o distúrbio, tem seu movimento oscilatório amortecido, diminuindo até alcançar a posição inicial.

2.3.2 – Modelo de Dois Graus de Liberdade

O modelo da bicicleta, muito conhecido pelos especialistas na área, se trata de um modelo analítico dos movimentos de um veículo. Este modelo é conhecido como bicicleta porque tem apenas dois graus de liberdade considerando as características dos dois pneus de um eixo somadas em apenas um pneu.

Um veículo real possui muitos graus de liberdade, o que causa grande complexidade no estudo analítico do comportamento dinâmico do mesmo. Ao longo dos anos os engenheiros projetistas utilizam um modelo simplificado introduzido por Segel (1956), com três graus de liberdade, o qual será discutido posteriormente. O modelo de dois graus de liberdade, modelo da bicicleta, mostrado na figura 2.11, é uma simplificação da dinâmica lateral muito utilizada principalmente nas fases iniciais do projeto de um autoveículo rodoviário. Ele não considera a transferência de força vertical das rodas internas para as rodas do lado externo à curva do veículo em um movimento circular, e é normalmente utilizado no ensino para definição de conceitos e de parâmetros que podem ser empregados posteriormente em modelos matemáticos mais elaborados e precisos. Os dois graus de liberdade considerados no modelo são os movimentos nos sentidos laterais (v) e de guinada (r).

Figura 2.11: Modelo da Bicicleta, Dois Graus de Liberdade.
Fonte: Milliken (1995).

Sendo:

- l = Distância entre-eixos;
- a = Distância do CG ao eixo dianteiro;
- b = Distância do CG ao eixo traseiro;
- N = Momento de guinada;
- Y, Y_f, Y_r = Forças laterais;
- V = Velocidade do veículo;
- v = Velocidade lateral;
- u = Velocidade longitudinal;
- δ = Ângulo de esterçamento das rodas dianteiras;
- α = Ângulo de deriva dos pneus;
- β = Ângulo de escorregamento do veículo.

Algumas outras simplificações usadas no modelo bicicleta:

- Não considera a transferência de carga longitudinal e lateral;
- Não considera os movimentos de rolamento e arfagem do veículo em relação a sua suspensão;
- Os pneus trabalham na região linear;
- Velocidade longitudinal constante;
- Não considera efeitos aerodinâmicos;
- Não considera a influência do chassis e da suspensão;

Algumas destas simplificações são aceitas no estudo da estabilidade estática, principalmente nas fases iniciais do projeto de um autoveículo rodoviário. Alguns parâmetros que são utilizados no estudo da estabilidade direcional estática e dinâmica serão definidos a seguir.

2.3.3 – Equações de Movimento

As equações de movimento são equações matemáticas que representam os movimentos característicos dos veículos. Como o modelo da bicicleta tem dois graus de liberdade, além de trabalhar no regime linear dos

pneus, é possível o cálculo das variáveis de movimento como função das forças e momentos atuantes no veículo.

As variáveis mais importantes, ou que influenciam diretamente em outras variáveis, são:

- Velocidade longitudinal (u);
- Velocidade lateral (v);
- Velocidade de guinada (r).

O vetor da soma da velocidade longitudinal e da velocidade lateral representa a velocidade do veículo, indicada pela letra V.

A partir da segunda lei de Newton vêm as equações com variáveis de interesse:

$$N = I_z \, dr/dt = I_z \cdot r \quad (5)$$

$$Y = m \cdot a_y$$

Sendo N e Y os momentos de guinada resultante e força lateral, respectivamente, que os pneus aplicam no veículo.

Considerando que:

W = Peso do veículo;

g = Aceleração da gravidade;

I_z = Momento de inércia em torno do eixo Z do veículo;

a_c = Aceleração centrípeta;

a_y = Aceleração lateral;

R = Raio da curva;

$C\alpha_f$, $C\alpha_r$ = Rigidez lateral dos pneus dianteiros e traseiros, respectivamente;

C_α = Rigidez lateral total dos pneus;

CF = Força centrífuga.

Milliken (1995) afirma que:

$$\begin{aligned}
 r &= \frac{V}{R} \\
 a_c &= \frac{V^2}{R} \\
 a_y &= Vr + \dot{v} \\
 a_y &= Vr + V \dot{\beta} \\
 a_y &= V \left(r + \dot{\beta} \right)
 \end{aligned} \tag{6}$$

A aceleração lateral consiste de dois termos, o primeiro relativo à aceleração centrípeta (Vr) e o segundo a aceleração lateral direta ($V \dot{\beta}$). Considerando que o veículo esteja em regime permanente, $d\beta/dt$ é zero.

A figura 2.12 ilustra as velocidades, de forma vetorial, no pneu traseiro. Se o veículo tem velocidade V e velocidade lateral v , representadas no CG, o pneu traseiro sofrerá momentos e forças conforme representado na figura 2.12. Segundo Milliken (1995), o ângulo de deriva no pneu traseiro é:

$$\alpha_r = \frac{v - br}{V} = \frac{v}{V} - \frac{br}{V} = \beta - \frac{br}{V} \tag{7}$$

Figura 2.12: Ilustração das Velocidades no Pneu Traseiro.
Fonte: Milliken (1995)

Para o pneu dianteiro, Milliken (1995) define três componentes devido ao ângulo de escorregamento do veículo, à velocidade de guinada e ao ângulo de esterço:

$$\alpha_f = \frac{v + ar}{V} - \delta = \frac{v}{V} + \frac{ar}{V} - \delta = \beta + \frac{ar}{V} - \delta \quad (8)$$

Figura 2.13: Ilustração das Velocidades no Pneu Dianteiro.
Fonte: Milliken (1995).

De acordo com o modelo da bicicleta, Milliken (1995) afirma que as forças laterais nos pneus variam linearmente na região elástica com o ângulo de deriva do pneu, assim suas forças laterais são:

$$\begin{aligned} Y_f &= C_{\alpha_f} \cdot \alpha_f \\ Y_f &= C_{\alpha_f} \left(\beta + \frac{ar}{V} - \delta \right) = C_{\alpha_f} \beta + C_{\alpha_f} \left(\frac{ar}{V} \right) - C_{\alpha_f} \delta \\ Y_r &= C_{\alpha_r} \cdot \alpha_r \\ Y_r &= C_{\alpha_r} \left(\beta - \frac{br}{V} \right) = C_{\alpha_r} \beta - C_{\alpha_r} \left(\frac{br}{V} \right) \end{aligned} \quad (9)$$

Os índices subscritos f ou r indicam características dos eixos dianteiros e traseiros, respectivamente.

A força lateral total desenvolvida pelos pneus é:

$$Y = Y_f + Y_r = C_{\alpha f} \beta + C_{\alpha f} \left(\frac{ar}{V} \right) - C_{\alpha f} \delta + C_{\alpha r} \beta - C_{\alpha r} \left(\frac{br}{V} \right) \quad (10)$$

$$Y = (C_{\alpha f} + C_{\alpha r}) \beta + \frac{1}{V} (aC_{\alpha f} - bC_{\alpha r}) r - C_{\alpha f} \delta$$

O momento de guinada gerado pelas forças nos pneus é:

$$N = N_f + N_r = Y_f a - Y_r b = C_{\alpha f} a \beta + C_{\alpha f} \left(\frac{a^2 r}{V} \right) - C_{\alpha f} a \delta - C_{\alpha r} b \beta + C_{\alpha r} \left(\frac{b^2 r}{V} \right)$$

$$N = (aC_{\alpha f} - bC_{\alpha r}) \beta + \frac{1}{V} (a^2 C_{\alpha f} + b^2 C_{\alpha r}) r - aC_{\alpha f} \delta \quad (11)$$

2.3.4 – Derivadas de Estabilidade

O conceito das derivadas de estabilidade vem dos estudos de dinâmica das aeronaves. O primeiro pesquisador a implantar esta técnica nos autoveículos rodoviários foi Leonard Segel em 1956. A vantagem do conceito das derivadas é uma maior facilidade em estudos de estabilidade, pois este possibilita o estudo de variáveis separadas e mostra suas influências de modo claro, podendo assim aperfeiçoar o desempenho do veículo durante sua fase de projeto.

As derivadas de estabilidade definem a tendência das forças e momentos que atuam no veículo. Como as forças e momentos são funções de β , r e δ , conforme as equações (10) e (11), as derivadas são expressas matematicamente da seguinte forma:

$$Y = f(\beta, r, \delta)$$

$$N = f(\beta, r, \delta) \quad (12)$$

Desta forma:

$$\begin{aligned}
 Y &= \left(\frac{dY}{d\beta} \right) \beta + \left(\frac{dY}{dr} \right) r + \left(\frac{dY}{d\delta} \right) \delta \\
 Y &= Y_\beta \beta + Y_r r + Y_\delta \delta \\
 N &= \left(\frac{dN}{d\beta} \right) \beta + \left(\frac{dN}{dr} \right) r + \left(\frac{dN}{d\delta} \right) \delta \\
 N &= N_\beta \beta + N_r r + N_\delta \delta
 \end{aligned} \tag{13}$$

Comparando as equações (10), (11), (12) e (13) é possível chegar aos valores de cada derivada:

$$\begin{aligned}
 Y_\beta &= C_{\alpha f} + C_{\alpha r} \\
 Y_r &= \left(\frac{1}{V} \right) (a C_{\alpha f} - b C_{\alpha r}) \\
 Y_\delta &= -C_{\alpha f} \\
 N_\beta &= a C_{\alpha f} - b C_{\alpha r} \\
 N_r &= \left(\frac{1}{V} \right) (a^2 C_{\alpha f} + b^2 C_{\alpha r}) \\
 N_\delta &= -a C_{\alpha f}
 \end{aligned} \tag{14}$$

Os sinais do equacionamento de cada derivada dependem do referencial adotado para a rigidez lateral dos pneus, no caso da sequência de equações (14), a rigidez lateral é negativa, segundo referencial adotado por Milliken (1995).

De acordo com as equações (5), (10), (13) e (11) as equações de movimento, pelo método das derivadas, ficam:

$$\begin{aligned}
 I_z \dot{r} &= N_\beta \beta + N_r r + N_\delta \delta \\
 mV \left(r + \dot{\beta} \right) &= Y_\beta \beta + Y_r r + Y_\delta \delta
 \end{aligned} \tag{15}$$

Milliken (1995) diz que as derivadas podem ser relativas ao amortecimento, ao comando (controle) ou a uma junção dos dois:

- N_δ - esta derivada é o fator de proporcionalidade entre o momento de guinada e o ângulo de esterçamento. Ela é uma derivativa de controle, a qual aumenta com a rigidez lateral dos pneus dianteiros e da distância deles ao CG; esta derivada é sempre positiva.

- N_r – esta derivada é o fator de proporcionalidade entre o momento de guinada no veículo, produzido pelos pneus, e a velocidade de guinada. É a derivada de maior relevância no desempenho dinâmico de um veículo, representa a derivada de amortecimento de guinada, sendo sempre negativa, ou seja, amortecida, na região linear dos pneus. É exatamente análoga a um amortecedor viscoso, sempre tentando reduzir a velocidade de guinada decorrente de uma perturbação. Esta derivada é uma função da rigidez lateral dos pneus, da distância das rodas dianteiras e traseiras ao CG ao quadrado e é inversamente proporcional a velocidade do veículo. N_r é teoricamente infinito na velocidade zero, desde que a velocidade de guinada seja pequena, e é zero na velocidade infinita. Para um veículo simples ela é máxima quando o CG está no ponto médio da distância entre-eixos. A queda da estabilidade com o aumento da velocidade é freqüentemente atribuída a uma mudança no gradiente de esterçamento, no entanto é mais propriamente atribuída a uma redução no amortecimento de guinada N_r .

- N_β - esta é a derivada ligada à estabilidade direcional estática, ou derivada do gradiente de esterçamento. A definição de gradiente de esterçamento será dada em seguida. N_β pode assumir valores positivos, negativos ou nulos; estes representam exatamente a estabilidade direcional estática, sendo veículos estáveis, instáveis e indiferentes, para valores de N_β positivos, negativos e nulos, respectivamente. Por exemplo, se as rodas traseiras (rodas estabilizadoras) produzirem um maior gradiente de momento do que as rodas dianteiras, o veículo é estável. N_β é basicamente independente da velocidade. A figura 2.14 ilustra fisicamente a função da derivativa N_β , como analogia a uma mola.

Figura 2.14: Analogia de N_β Como uma Mola.
Fonte: Milliken (1995)

- Y_δ - esta derivada é o fator de proporcionalidade entre a força lateral das rodas dianteiras devido a um ângulo de esterçamento δ . Ela é sempre positiva.
- Y_β - representa o gradiente de força lateral. É similar ao gradiente de força lateral versus ângulo de escorregamento para um pneu simples. Uma vez que Y_β é sempre negativo na faixa linear, isto é, uma força lateral negativa para uma velocidade de escorregamento positiva, ela corresponde à razão em um amortecedor linear.
- Y_r - Esta derivada é a força lateral devido a uma velocidade de guinada. O sinal de Y_r segue o sinal de N_β e é inversamente proporcional à velocidade; em geral, Y_r é pequena.

A tabela (1) mostra um resumo das funções de cada uma das derivadas de estabilidade.

Tabela 1: Derivadas de Estabilidade

DERIVATIVA	NOME	NATUREZA
N_{δ}	Derivada do momento de controle	CONTROLE
Y_{δ}	Derivada da força de controle	
N_r	Derivada do amortecimento de guinada	AMORTECIMENTO
Y_{β}	Derivada do amortecimento do escorregamento lateral	
N_{β}	Derivada da estabilidade direcional estática	UNIÃO
Y_r	Derivada de acoplamento força lateral/guinada	

Fonte: Milliken (1995)

2.3.5 – Gradiente de Esterçamento

O gradiente de esterçamento identificado pela letra K é um dos fatores geralmente considerados no critério de estabilidade de um autoveículo. O gradiente de esterçamento positivo significa que o veículo é estável estaticamente em uma dada condição inicial de movimento em regime permanente. O gradiente de esterçamento negativo indica que o veículo está em equilíbrio instável, enquanto que para $K=0$, o equilíbrio é indiferente.

Segundo Gillespie (1992), quando o veículo está em regime permanente a somatória das forças laterais é igual à força centrípeta.

$$Y_f + Y_r = \frac{mV^2}{R} \quad (16)$$

Sendo:

Y_f = Força lateral no eixo dianteiro;

Y_r = Força lateral no eixo traseiro;

m = Massa do veículo;

V = Velocidade do veículo;

R = Raio da curva.

De acordo com a figura 2.7, onde a força lateral gerada pelos pneus é função do ângulo de deriva e da sua rigidez lateral e considerando-se também o veículo em equilíbrio, pode-se afirmar que:

$$\begin{aligned} Y_f \cdot a - Y_r \cdot b &= 0 \\ Y_f &= Y_r \cdot b / a \end{aligned} \quad (17)$$

Substituindo (17) em (16):

$$\begin{aligned} \frac{mV^2}{R} &= Y_r (b/a + 1) = Y_r (a + b) / a = Y_r \cdot l / a \\ Y_r &= ma / l(V^2 / R) \end{aligned} \quad (18)$$

Note que $m \cdot a / l$ é a porção de carregamento do eixo traseiro, ou seja, W_r / g . Assim, a força lateral desenvolvida no eixo traseiro deve ser W_r / g multiplicada pela aceleração lateral neste ponto. O efeito é análogo no eixo dianteiro. Deste modo, Gillespie (1992) afirma que com as forças laterais conhecidas, o ângulo de deriva na dianteira e na traseira deve ser:

$$\alpha_f = W_f \cdot V^2 / (C_{af} \cdot g \cdot R) \quad e \quad (19)$$

$$\alpha_r = W_r \cdot V^2 / (C_{ar} \cdot g \cdot R) \quad (20)$$

Considerando a geometria do sistema de direção do veículo, dada por Gillespie (1992), o ângulo de esterçamento pode ser calculado por:

$$\delta = 57.3 \, l / R + \alpha_f - \alpha_r \quad (21)$$

Substituindo a equação (21) em (19) e (20):

$$\begin{aligned} \delta &= \frac{57.3l}{R} + \frac{W_f V^2}{C_{af} g R} - \frac{W_r V^2}{C_{ar} g R} \\ \delta &= \frac{57.3l}{R} + \left(\frac{W_f}{C_{af}} - \frac{W_r}{C_{ar}} \right) \frac{V^2}{g R} \\ \delta &= 57.3 \, l / R + K \cdot a_y \end{aligned} \quad (22)$$

Sendo:

W_f = Peso no eixo dianteiro;

W_r = Peso no eixo traseiro;

K = Gradiente de esterçamento.

Segundo Gillespie (1992), a seqüência de equações (22) são as equações de movimento que demonstram o gradiente de esterçamento (K). Este gradiente pode ser:

- Neutro $K=0$ (indiferente);
- Sobreesterçante $K<0$ (instável);
- Subesterçante $K>0$ (estável).

Quando o veículo é subesterçante, o ângulo de esterçamento das rodas dianteiras é maior que o ângulo de Ackerman. O ângulo de Ackerman, referente ao sistema de direção, é exatamente o ângulo de esterço necessário para contornar a curva em baixas velocidades.

Para veículos estáveis (subesterçantes) existe a velocidade característica que, segundo Gillespie (1992), é a velocidade onde o ângulo de esterçamento é duas vezes o ângulo de Ackerman.

Quando o veículo é dito sobreesterçante, o ângulo de esterçamento das rodas dianteiras é menor do que ângulo de Ackerman. Para veículos neutros o ângulo permanece o mesmo de Ackerman.

Para veículos sobreesterçantes, existe a velocidade crítica e para qualquer valor acima desta, o veículo se tornaria instável dinamicamente.

$$V_{car} = \sqrt{57.3l \frac{g}{K}} \quad (23)$$

$$V_{crit} = \sqrt{-57.3l \frac{g}{K}} \quad (24)$$

Sendo:

V_{car} = Velocidade característica;

V_{crit} = Velocidade crítica.

Para que se tenha uma visão mais ampla do gradiente de esterçamento é válido o conhecimento de alguns fatores que influenciam em seu valor. Guillespie (1992) diz que são sete os fatores que influenciam no gradiente de esterçamento, apresentados a seguir na seqüência de relevância. O gradiente de esterçamento final, levando em consideração todos estes fatores, deve ser somado. Estes fatores podem ser vistos na tabela 2.

Tabela 2: Fatores que influenciam no gradiente de esterçamento.

$K_{pneus} = \frac{W_f}{C_{\alpha f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha r}} \rightarrow$	Rigidez lateral dos pneus.
$K_{camber} = \left(\frac{C_{yf} \partial y_f}{C_{\alpha f} \partial \phi} - \frac{C_{yr} \partial y_r}{C_{\alpha r} \partial \phi} \right) \frac{\partial \phi}{\partial a_y} \rightarrow$	Influência do ângulo de câmbor.
$K = (\varepsilon_f - \varepsilon_r) d\phi / da_y \rightarrow$	Influência do ângulo de rolamento no ângulo de esterçamento.
$K = A_f W_f - A_r W_r \rightarrow$	Influência da força lateral no ângulo de esterçamento.
$K = W \frac{pC_{\alpha f} + C_{\alpha r}}{LC_{\alpha f} C_{\alpha r}} \rightarrow$	Influência do torque de alinhamento dos pneus.
$K = \frac{W_f 2b\Delta F^2_{zf}}{C_{\alpha f} C_{\alpha r}} - \frac{W_r 2b\Delta F^2_{zr}}{C_{\alpha f} C_{\alpha r}} \rightarrow$	Influência da transferência de carga lateral.
$K = W_f \frac{rv + p}{K_{ss}} \rightarrow$	Influência do sistema de direção.

Dixon (1996) diz que a máxima aceleração lateral de um veículo tem seu valor diminuído cerca de 20% quando são considerados tais fatores, além do demonstrado pela equação (22).

Em veículos comerciais, o gradiente de esterçamento é fortemente influenciado pela rigidez lateral dos pneus e pela transferência de carga lateral (transferência de força vertical dos pneus internos para os pneus externos em uma curva). Estes dois fatores serão considerados neste estudo, pois suas influências somadas são predominantes no valor do gradiente de esterçamento.

2.3.6 – Margem de Estabilidade Estática

Uma outra forma de se medir a estabilidade estática de um veículo é através da margem de estabilidade estática. Se o seu valor for nulo, corresponde a um ponto que quando coincide com o C.G. coloca o veículo em uma condição de estabilidade neutra, ou seja, o ponto onde as forças externas não geram movimentos de guinada.

Com a margem de estabilidade é possível definir a linha de esterçamento neutro, como mostrado na figura 2.15. Segundo Gillespie (1992), a margem de estabilidade estática é definida como a distância do ponto de esterçamento neutro até o centro de gravidade do veículo, dividido pela distância entre-eixos, ou seja:

$$SM = \frac{e}{l}$$

Sendo:

e = Distância do ponto de esterçamento neutro ao CG;

SM = Margem de estabilidade estática.

Figura 2.15: Linha de Esterçamento Neutro do Veículo.
Fonte: Gillespie (1992).

Quando a linha de esterçamento neutro está atrás do CG, a margem de estabilidade é positiva e o veículo é subesterçante (estável estaticamente). Quando coincide com o CG o veículo é neutro. E à frente do CG é sobreesterçante, isto é, instável estaticamente.

A margem de estabilidade é uma importante ferramenta para a análise do desempenho de um autoveículo rodoviário; com ela é possível comparar a estabilidade estática de veículos diferentes. Ela pode também ser definida através das derivadas de estabilidade, como mostra Milliken (1995) a seguir:

$$SM = -\left(\frac{1}{l}\right)\left(\frac{N_{\beta}}{Y_{\beta}}\right)$$

$$SM = -\left(\frac{1}{l}\right)\left(\frac{aC_{\alpha f} - bC_{\alpha r}}{C_{\alpha f} + C_{\alpha r}}\right) \quad (25)$$

O sinal de SM segue o mesmo sinal de N_{β} . Como a margem estática de estabilidade é semelhante ao efeito do gradiente de esterçamento, é geralmente aceito que os autoveículos rodoviários tenham margem de estabilidade positiva, isto é, sejam estáveis estaticamente.

A equação (25) deixa clara a influência dos pneus na margem de estabilidade através de suas rigidezes laterais C_{α} , do posicionamento do centro de gravidade e da distância entre-eixos.

Os autoveículos rodoviários quase sempre são projetados tendo o gradiente de esterçamento e a margem de estabilidade positivos, na faixa de aceleração lateral de 0 a aproximadamente 4 m/s² (Guillesspie (1992)). Acima deste valor o veículo pode se tornar mais ou menos subesterçante e, em alguns casos, até mesmo sobreesterçante.

2.3.7 – Modelo com Três Graus de Liberdade

O modelo com três graus de liberdade é um modelo analítico complementar ao modelo da bicicleta. Leonard Segel (1956) foi quem desenvolveu este modelo, através de um estudo com a intenção de elaborar um modelo analítico que pudesse prever o comportamento referente à estabilidade de um veículo. Para isso, Segel (1956) fez uso de práticas aeronáuticas disponíveis na época. Seu trabalho consistiu em elaborar o modelo analítico e validá-lo realizando o teste real do veículo estudado.

O modelo da bicicleta com dois graus de liberdade, sendo movimentos nos sentidos laterais e de guinada, agora é aperfeiçoado pelo modelo com três graus. O terceiro grau de liberdade é o movimento de rolamento do veículo, no sentido de rolamento da carroçaria (massa suspensa) em torno do eixo X. Este modelo é extensamente usado pelos especialistas ligados à área, inclusive em programas específicos de simulação do comportamento dinâmico veicular, para análise de desempenho durante sua fase de projeto.

A vantagem deste modelo em relação ao modelo da bicicleta é que este considera o efeito da transferência de carga lateral (transferência de peso das rodas internas para as rodas externas), durante uma manobra de curva. Este diferencial é de grande valia, pois considera as mudanças de peso sobre os pneus e, como já foi visto, a força normal é o fator que mais influencia a rigidez lateral C_α de um pneu; e a rigidez lateral está diretamente ligada ao desempenho em movimentos curvilíneos.

Para este estudo, Segel (1956) considerou algumas hipóteses simplificadoras. Ele considerou o automóvel como um sistema dinâmico linear, ou seja, os pneus trabalham dentro de sua região elástica.

Considerando os três tipos de entradas possíveis no sistema representativo do veículo, e sendo elas no sistema de direção, na interação entre pneu e pavimento e na influência do ambiente (entradas de efeitos aerodinâmicos), Segel (1956) simplificou seu modelo usando apenas as entradas no sistema de direção do tipo “controle fixo”, definido anteriormente.

Outra simplificação de Segel (1956) faz referência aos movimentos da massa suspensa do veículo em regime permanente, onde os movimentos nos sentidos vertical e de arfagem são desprezados.

Este modelo com três graus de liberdade se mostrou eficaz, uma vez que Segel (1956) comprovou em seu trabalho que esta teoria, com tais simplificações, é útil para o projetista veicular, e sua validação foi concluída com sucesso.

Outro conceito utilizado, referente ao modelo de três graus de liberdade, é o do eixo de rolamento, conhecido pelo termo em inglês “*roll-axis*”. O eixo de rolamento é um eixo que une dois pontos cinemáticos da suspensão dianteira e traseira. É o eixo de giro da massa suspensa em curva, dado principalmente pela cinemática da suspensão.

Partindo do modelo da bicicleta com as equações de (4) a (15) será desenvolvido o equacionamento deste modelo.

$$\begin{aligned}\sum Y &= m \cdot \dot{a}_y = m(\dot{v} + V \cdot \dot{r}) + m_s \cdot hr \cdot \dot{p} \\ \sum N &= I_z \cdot \dot{r} + I_{xz} \cdot \dot{p} \\ \sum L &= I_x \cdot \dot{p} + m_s \cdot hr \cdot (\dot{v} + V \cdot \dot{r}) + I_{xz} \cdot \dot{r}\end{aligned}$$

(26)

Sendo:

- Y= Forças laterais;
- m = Massa do veículo;
- a_y = Aceleração lateral;
- v = Velocidade lateral;
- V = Velocidade do veículo;
- r = Velocidade de guinada;
- m_s = Massa suspensa do veículo;
- hr = Altura do CG acima do eixo de rolamento;
- N = Momento de guinada em torno do eixo Z;
- I = Momento de inércia em relação eixo subscrito;
- p = Velocidade de rolamento em torno do eixo X do veículo;
- L = Momento de rolamento em torno do eixo X.

A somatória de forças laterais Y, segundo a equação (26), possui uma parcela devido à aceleração linear e centrífuga da massa total e outra parcela devido à aceleração linear da massa suspensa causada pela aceleração de rolamento em torno do eixo de rolamento.

A somatória de momentos de guinada é igual ao produto entre o momento de inércia de guinada e a aceleração de guinada, somada ao produto entre a aceleração de rolamento e o momento de inércia de rolamento I_{xz} .

A somatória de momentos de rolamento tem uma parcela devido ao produto entre o momento de inércia de rolamento e a aceleração de rolamento e outra parcela devido ao momento da aceleração linear e centrífuga da massa

de rolamento em torno do eixo de rolamento, e ainda mais uma parcela devido ao produto entre a aceleração de guinada e o seu momento de inércia. A figura 2.16 ilustra estas forças e momentos para um modelo simplificado de três graus de liberdade.

Figura 2.16: Forças e Momentos Atuantes no Veículo Simplificado
Fonte: Segel (1956)

$$\begin{aligned}
 \sum Y &= Y_1 + Y_2 \\
 \sum N &= a.Y_1 + AT_1 + t_1.X_1 - b.Y_2 + AT_2 + t_2.X_2 \\
 \sum L &= W_s \cdot \bar{y} + L_{\text{molas}} + L_{\text{amortecedores}}
 \end{aligned}
 \tag{27}$$

Sendo:

AT_1 = Torque de alinhamento do eixo dianteiro;

AT_2 = Torque de alinhamento do eixo traseiro;

t_1 = Bitola do eixo dianteiro;

t_2 = Bitola do eixo traseiro;

X_1 = Resistência ao rolamento do pneu dianteiro;

X_2 = Resistência ao rolamento do pneu traseiro.

Os índices subscritos 1 e 2 indicam respectivamente os eixos dianteiros e traseiros, na figura 2.16.

Isolando cada variável da sequência de equações (27), obtêm-se a sequência de equações (28).

$$\begin{aligned}
 Y_1 &= C_{\alpha_f} \cdot \alpha_f + \frac{\partial Y_f}{\partial \gamma} \cdot \frac{\partial \gamma}{\partial \phi} \cdot \phi \\
 Y_2 &= C_{\alpha_r} \cdot \alpha_r \\
 AT)_1 &= \frac{\partial AT}{\partial \alpha_f} \alpha_f \\
 AT)_2 &= \frac{\partial AT}{\partial \alpha_r} \alpha_r \\
 X_1 &= \frac{\partial X}{\partial Z} \Delta Z_1 \\
 X_2 &= \frac{\partial X}{\partial Z} \Delta Z_2 \\
 \bar{y} &= h \cdot \phi \\
 L)_{mol} &= (k_1 + k_2) \phi \cdot t = k \cdot \phi \cdot t \\
 L)_{amortecedores} &= \left[\left(\frac{\partial L}{\partial p} \right)_1 + \left(\frac{\partial L}{\partial p} \right)_2 \right] \cdot p
 \end{aligned} \tag{28}$$

Nas equações (7) e (8) tem-se os valores dos ângulos de deriva dos pneus dianteiros e traseiros, e na equação (29) este ângulo de deriva traseiro tem uma parcela a mais devido à influência do movimento de rolamento no ângulo de esterçamento das rodas traseiras, conhecido pela letra grega ε_2 .

$$\begin{aligned}
 \alpha_1 &= \beta + \frac{a \cdot r}{V} - \delta \\
 \alpha_2 &= \beta - \frac{b \cdot r}{V} - \varepsilon_2 \cdot \phi
 \end{aligned} \tag{29}$$

Sendo:

Y_1 = Força lateral no eixo dianteiro;

Y_2 = Força lateral no eixo traseiro;

ΔZ_1 = Transferência de carga lateral no eixo dianteiro;

ΔZ_2 = Transferência de carga lateral no eixo traseiro;

$\bar{y}$ = Deslocamento lateral do CG devido ao rolamento;

L) = Momento de rolamento em torno do eixo X para as molas e amortecedores.

z = Altura do eixo de rolamento acima do solo para os eixos dianteiros (subscrito 1) e traseiros (subscrito 2).

ϕ = Ângulo de rolamento.

Deste modo:

$$\begin{aligned}\Delta Z_1 &= \frac{1}{t_1} \left[Y_1 \cdot z_1 + k_1 \cdot \phi + \frac{\partial L}{\partial p} \right]_1 p \\ \Delta Z_2 &= \frac{1}{t_2} \left[Y_2 \cdot z_2 + k_2 \cdot \phi + \frac{\partial L}{\partial p} \right]_2 p\end{aligned}\quad (30)$$

Das equações (29) e (30):

$$\begin{aligned}Y_1 &= C_{\alpha 1} \cdot \left(\beta + \frac{a}{V} \cdot r - \delta \right) + \frac{\partial Y_1}{\partial \phi} \phi \\ Y_2 &= C_{\alpha 2} \cdot \left(\beta - \frac{b}{V} \cdot r - \varepsilon_2 \phi \right)\end{aligned}\quad (31)$$

Substituindo (31) em (30):

$$\begin{aligned}\Delta Z_1 &= \frac{1}{t_1} \left[z_1 \cdot C_{\alpha 1} \left(\beta + \frac{a}{V} \cdot r - \delta \right) + z_1 \cdot \frac{\partial Y_1}{\partial \phi} \cdot \phi + k_1 \cdot \phi + \frac{\partial L}{\partial p} \right]_1 \cdot p \\ \Delta Z_2 &= \frac{1}{t_2} \left[z_2 \cdot C_{\alpha 2} \left(\beta - \frac{b}{V} \cdot r - \varepsilon_2 \phi \right) + k_2 \cdot \phi + \frac{\partial L}{\partial p} \right]_2 \cdot p\end{aligned}\quad (32)$$

Portanto pode-se afirmar que:

$$\begin{aligned}\Sigma Y &= f(\beta, r, \delta, \phi) \\ \Sigma N &= f(\beta, r, \delta, \phi, p) \\ \Sigma L &= f(p, \phi)\end{aligned}\quad (33)$$

Assim, da seqüência de equações (26), é possível obter-se:

$$\begin{aligned}\Sigma Y &= m(\dot{v} + V \cdot r) + m_s \cdot h \cdot p = Y_\beta \cdot \dot{\beta} + Y_r \cdot \dot{r} + Y_\delta \cdot \dot{\delta} + Y_\phi \cdot \dot{\phi} \\ \Sigma N &= I_z \cdot \dot{r} + I_{xz} \cdot \dot{p} = N_\beta \cdot \dot{\beta} + N_r \cdot \dot{r} + N_\delta \cdot \dot{\delta} + N_\phi \cdot \dot{\phi} + N_p \cdot \dot{p} \\ \Sigma L &= I_x \cdot \dot{p} + m_s \cdot h \cdot (\dot{v} + V \cdot r) + I_{xz} \cdot \dot{r} = L_p \cdot \dot{p} + L_\phi \cdot \dot{\phi}\end{aligned}\quad (34)$$

Segel (1956) chega aos seguintes valores das derivadas de estabilidade para o modelo com três graus de liberdade:

$$\begin{aligned}
Y_\beta &= C_{\alpha 1} + C_{\alpha 2} \\
Y_r &= C_{\alpha 1} \cdot \frac{a}{V} - C_{\alpha 2} \cdot \frac{b}{V} \\
Y_\delta &= -C_{\alpha 1} \\
Y_\phi &= -\varepsilon_2 \cdot C_{\alpha 2} + \frac{\partial Y_1}{\partial \phi} \\
N_\beta &= a \cdot C_{\alpha 1} - b \cdot C_{\alpha 2} + \frac{\partial AT}{\partial \alpha_1} + \frac{\partial AT}{\partial \alpha_2} + \frac{\partial X}{\partial Z} (C_{\alpha 1} \cdot z_1 + C_{\alpha 2} \cdot z_2) \\
N_r &= C_{\alpha 1} \cdot \frac{a^2}{V} + C_{\alpha 2} \cdot \frac{b^2}{V} + \frac{\partial AT}{\partial \alpha_1} \cdot \frac{a}{V} - \frac{\partial AT}{\partial \alpha_2} \cdot \frac{b}{V} + \frac{\partial X}{\partial Z} \left(\frac{z_1 \cdot C_{\alpha 1} \cdot a}{V} - \frac{z_2 \cdot C_{\alpha 2} \cdot b}{V} \right) \\
N_\delta &= -a \cdot C_{\alpha 1} - \frac{\partial AT}{\partial \alpha_1} - \frac{\partial X}{\partial Z} \cdot z_1 \cdot C_{\alpha 1} \\
N_\phi &= b \cdot \varepsilon_2 \cdot C_{\alpha 2} - \frac{\partial AT}{\partial \alpha_2} \cdot \varepsilon_2 + a \cdot \frac{\partial Y_1}{\partial \phi} - \frac{\partial X}{\partial Z} \left(z_2 \cdot C_{\alpha 2} \cdot \varepsilon_2 - k - z_1 \cdot \frac{\partial Y_1}{\partial \phi} \right) \\
N_p &= \frac{\partial X}{\partial Z} \cdot L_p \\
L_p &= \left(\frac{\partial L}{\partial p} \right)_1 + \left(\frac{\partial L}{\partial L} \right)_2 \\
L_\phi &= W_s \cdot h + k_1 + k_2 = W_s \cdot h + k
\end{aligned} \tag{35}$$

Os significados físicos dados para as derivadas de estabilidade definidas anteriormente são os mesmos. Porém, existem agora outras derivadas que, segundo Segel (1956), tem os seguintes significados:

- As derivadas Y_ϕ e N_ϕ são essencialmente as derivadas da influência do ângulo de rolamento do veículo, em que as forças laterais e momentos são produzidas proporcionalmente com as propriedades da suspensão traseira e do ângulo de câmbio da dianteira, causados pelo rolamento da massa suspensa.
- As derivadas L_ϕ e L_p determinam o comportamento de rolamento do veículo e são conhecidas como rigidez de rolamento e amortecimento de rolamento, respectivamente.

- A derivada N_p leva em consideração os efeitos da transferência de carga e, segundo Segel (1956), não é importante o suficiente para se levar em consideração nas equações de movimento.

Posteriormente, Segel (1956) continuou seu trabalho até demonstrar as equações, na forma matricial, que regem os movimentos curvilíneos de veículos. Este conceito pode ser de grande valia para o projetista veicular, mas foge do escopo desta dissertação. Uma descrição mais precisa destas equações será dada no capítulo da metodologia, mais adiante. Porém, uma demonstração matemática detalhada e completa pode ser encontrada no trabalho de Segel (1956), indicado nas referências bibliográficas.

2.3.7 – Regime Transitório

No regime transitório é possível analisar a estabilidade dinâmica dos autoveículos rodoviários. A estabilidade dinâmica estuda o comportamento do veículo após um distúrbio, como seus movimentos se comportam, se eles são amortecidos ou amplificados. Em regime transitório a estabilidade é definida também partindo de uma condição inicial em regime permanente, porém as variáveis de movimento variam em relação ao tempo.

O veículo, estando em um movimento inicial em regime permanente, é perturbado e sua resposta temporal é obtida, tornando possível a classificação do veículo como estável, instável ou indiferente, dinamicamente.

A análise no regime transitório se inicia com a solução das equações diferenciais de movimento de acordo com a segunda lei de Newton, tendo a sua condição inicial definida pelo movimento em regime permanente. As equações diferenciais de movimento são normalmente solucionadas pela transformada de Laplace e a determinação das funções de transferências.

Através da obtenção das raízes do polinômio característico, o veículo pode ser classificado de acordo com sua estabilidade direcional. Pode-se obter também as frequências naturais, as amortecidas correspondentes e os fatores de amortecimento.

Segundo Milliken (1995), a função de transferência relaciona entrada e saída do sistema. O polinômio característico é o denominador desta relação e suas raízes determinam a estabilidade inerente ao veículo, ou seja, o comportamento do mesmo se momentaneamente sofrer um distúrbio.

Um exemplo físico é um pêndulo simples que foi deslocado de sua posição inicial e libertado logo após. O retorno do pêndulo à sua posição de equilíbrio depende de duas propriedades: a frequência natural amortecida e o fator de amortecimento. Supondo que o pêndulo tivesse um sistema amortecedor que, ao invés de deixá-lo voltar à condição inicial apenas com a força da gravidade, interferisse na resposta ao distúrbio (deslocamento), o pêndulo vai retornar à posição de equilíbrio após várias oscilações em torno dela, se o amortecedor for pouco ativo. Se o sistema amortecedor for aplicado na direção e no tempo correto o pêndulo vai retornar à posição de equilíbrio rapidamente. Em geral, a resposta direcional dos veículos depende tanto da estabilidade inerente ao sistema quanto da natureza do distúrbio imposto, isto é, o valor relativo entre o numerador e o denominador da função transferência.

Um sistema bastante útil no estudo dinâmico é o sistema massa-mola-amortecedor. O sistema massa-mola-amortecedor é importante na engenharia por ser encontrado em vários sistemas reais.

A equação deste sistema normalmente é:

$$F = m.a + c.v + k.x \quad (36)$$

Sendo:

m= massa do sistema;
 c= Constante de amortecimento;
 k= Constante elástica da mola;
 x = Deslocamento;
 v= Velocidade;
 a = Aceleração.

Deste modo, as forças resistivas ao movimento são proporcionais à aceleração, velocidade e deslocamento.

Para entender a dinâmica deste sistema é necessário conhecer a frequência natural não amortecida e o fator de amortecimento.

FREQUÊNCIA NATURAL NÃO AMORTECIDA

$$\omega_n = \sqrt{K/m} \quad (37)$$

Sendo:

$\omega_n \rightarrow$ Frequência natural não amortecida.

A expressão acima define a frequência natural não amortecida. Esta é a frequência na qual a massa oscilará em torno da referência zero se sofrer algum tipo de distúrbio e se o sistema não possuir qualquer tipo de amortecimento.

FATOR DE AMORTECIMENTO

O fator de amortecimento é a ferramenta mais usual para visualizar a resposta transitória do sistema. Anteriormente quando a massa sofria um distúrbio ela oscilava em torno da referência zero indefinidamente, mas agora existe um amortecimento, e a constante do amortecedor define como será esta oscilação de acordo com o fator de amortecimento, exemplificado na equação (38).

$$\zeta = \frac{1}{2} \left(\frac{C}{m\omega_n} \right) \quad (38)$$

Sendo:

$\zeta =$ Fator de amortecimento.

O fator de amortecimento ζ é diretamente proporcional à constante de amortecimento c . Sendo assim, o fator de amortecimento define as seguintes características transitórias:

- $\zeta = 0$ – ocorre quando a constante de amortecimento é zero. Se isto acontecer, um distúrbio provoca oscilações com amplitude constante e tempo indefinido em torno da referência zero.
- $0 < \zeta < 1$ – denominado sub-amortecido ou oscilatório. A massa oscilará em torno da referência zero com sua amplitude de movimento diminuindo com o tempo, convergindo para a situação anterior ao distúrbio, assim alcançará novamente o equilíbrio.
- $\zeta = 1$ – o sistema é chamado de amortecido crítico. A massa retornará para a posição de equilíbrio suavemente sem oscilar, assim que cessar o distúrbio.
- $\zeta > 1$ – sobre-amortecido. A massa retornará suavemente para a posição de equilíbrio, mas o seu retorno será mais lento que o amortecido crítico.

A figura 2.17 ilustra todos os casos de valores do fator de amortecimento dado acima.

Figura 2.17: Efeitos do Fator de Amortecimento na Resposta Temporal.
Fonte: Milliken (1995)

Analisando o modelo de dois graus de liberdade definido anteriormente, ou seja, o modelo da bicicleta, é possível realizar alguns paralelos com o sistema massa-mola-amortecedor.

Voltando a função de transferência, o polinômio característico determina a estabilidade inerente do sistema. Se comparar a equação de movimento citada anteriormente (equação 15) com a equação de movimento do sistema massa-mola-amortecedor é possível visualizar que a forma do denominador, segundo Milliken (1995), depois de realizar a transformada de Laplace, é precisamente a mesma. Desta forma, a tabela 2 indica a correspondência entre os coeficientes de inércia, mola e amortecedor.

Tabela 3: Coeficientes de Amortecimento, Mola e Inércia.

	Inércia	Coeficiente de Amortecimento	Constante da Mola
Sistema massa-mola-amortecedor	m	C	K'
2 graus de liberdade na notação das derivadas	I_z	$C = -N_r - \frac{I_z \cdot Y_\beta}{m.V}$	$K_T = N_\beta + \frac{Y_\beta \cdot N_r - Y_r N_\beta}{m.V}$
2 graus de liberdade em parâmetros físicos das derivadas	I_z	$C = -(a^2 C_{\alpha f} + b^2 C_{\alpha r}) - I_z \frac{(C_{\alpha f} + C_{\alpha r})}{m.V}$	$K_T = (a.C_{\alpha f} - b.C_{\alpha r}) + \frac{l^2 C_{\alpha f} C_{\alpha r}}{m.V^2}$

Fonte: Milliken (1995)

Das equações desta tabela pode-se retirar os valores da frequência natural e o fator de amortecimento.

$$\omega_n^2 = \frac{K_t}{I_z} \quad (39)$$

$$\zeta = \frac{1}{2\omega_n} \left(\frac{\text{coefic.amortecim.}}{\text{inércia}} \right) = \frac{1/2(C/I_z)}{\sqrt{K_t/I_z}} \quad (40)$$

O fator de amortecimento, portanto, é uma importante característica dos sistemas dinâmicos; considerando que a constante de amortecimento é difícil de ser calculada. Dixon (1996) se refere ao amortecimento como o fator decisivo da estabilidade dinâmica. Segundo este autor, se a constante de amortecimento c multiplicada pela velocidade, ou seja, a força exercida pelo amortecedor, é oposta ao movimento, então ela retira energia do sistema sendo dinamicamente estável.

Dixon (1996) ainda cita valores de 0,2 a 0,1 para fatores de amortecimento ζ válidos para autoveículos rodoviários e frequência natural de guinada em torno de 6 rad/s (1Hz).

Milliken (1995) faz uma observação relacionada à resposta transitória dos autoveículos. Sabendo que valores mais altos para frequência natural resultam em respostas mais rápidas aos comandos efetuados pelo motorista, é possível analisar alguns fatores diretamente ligados a esta propriedade, ou seja, a frequência natural:

$$\omega_n^2 = \frac{C_{\alpha f} C_{\alpha r} l^2}{m^2 k i^2} \left(\frac{1 + K V^2}{V^2} \right) \quad (41)$$

$$\omega_n^2 = \frac{C_{\alpha f} C_{\alpha r} l^2}{m^2 k i^2 V^2} + \left(\frac{a C_{\alpha f} - b C_{\alpha r}}{m \cdot k i^2} \right) \quad (42)$$

Sendo:

$k i$ = Raio de giração de guinada.

A partir da equação (41), pode-se notar que o termo $C_{\alpha f} C_{\alpha r} / m^2$ refere-se ao coeficiente de curvatura total C/W (*cornering coefficient*). Este coeficiente é diretamente ligado ao desempenho dos pneus e seu valor deve ser relativamente alto para obterem-se respostas rápidas. Para respostas de guinada rápidas, l^2 / k^2 deveria assumir valores altos. O terceiro fator $\left(\frac{1 + K V^2}{V^2} \right)$ indica como a resposta transitória é afetada pelo gradiente de estabilidade estática, ou seja, este fator demonstra a influência do gradiente de esterçamento na resposta transitória do veículo.

O primeiro termo da equação (42) define a frequência natural para um veículo neutro ou de equilíbrio indiferente. O segundo termo modifica a frequência para valores maiores ou menores de acordo com seu gradiente de esterçamento. Como a velocidade está no denominador, ela sempre diminui a frequência natural conforme seu valor aumenta. Para veículos estáveis (subesterçantes), valores positivos de K ajudam a minimizar este efeito; enquanto que valores negativos (veículos sobreesterçantes) diminuem ainda mais a frequência natural junto com o efeito da velocidade.

O amortecimento lateral e de guinada segue, segundo Milliken (1995), a equação (43). Uma outra observação a fazer é que veículos estáveis estaticamente ($K > 0$) são subamortecidos em toda sua gama de velocidades. Veículos indiferentes ou neutros ($K = 0$) possuem amortecimento muito próximo do crítico e veículos instáveis ($K < 0$) são sobreamortecidos. O amortecimento é muito importante, pois, segundo Milliken, diversos movimentos do veículo são fortemente influenciados pelo amortecimento lateral e de guinada.

$$2\zeta\omega_n = \frac{m(a^2 C_{\alpha f} + b^2 C_{\alpha r}) + mk^2(C_{\alpha f} + C_{\alpha r})}{m^2 k^2 V} \quad (43)$$

2.4 – Frenagem

2.4.1 – Introdução

O estudo da frenagem de um autoveículo rodoviário é um dos fatores-chaves no desempenho deste em relação à segurança nas estradas. O sistema de freio é o principal sistema de segurança ativa de um veículo. Durante sua fase conceitual, os engenheiros sempre procuram agir de forma a atender aos requisitos de projeto, normas e leis, em diversas condições operacionais, como por exemplo: pista seca ou molhada, diferentes níveis de aderência, veículo totalmente carregado ou vazio, dentre outras.

Diante desta gama de variáveis, sendo consideradas no projeto de um sistema de freios, os projetistas enfrentam um grande desafio. Em veículos

comerciais, onde a variação da força peso é ampla, os sistemas de freios são ainda mais complexos.

A importância dos freios como item de segurança ativa no veículo se dá pelo efeito do travamento das rodas; esta manobra sempre deve ser evitada. De acordo com o conceito da elipse de aderência, os pneus quando são solicitados ao extremo em seu sentido longitudinal perdem a capacidade de reação no sentido transversal. Se toda a sua capacidade de gerar força através do atrito for usada na frenagem, qualquer mínima força lateral causará o escorregamento das rodas. Diante disto, o travamento das rodas na frenagem é uma manobra extremamente perigosa podendo ser a causa de muitos acidentes.

Se as rodas do eixo dianteiro (eixo responsável pelo direcionamento) travarem durante a frenagem, o veículo perde sua dirigibilidade. O motorista pode efetuar qualquer comando no volante que o veículo continuará em linha reta no sentido longitudinal.

Se as rodas traseiras (eixo estabilizador) travarem na frenagem, isto fará com que o veículo perca sua estabilidade direcional. O veículo irá rodar na pista num movimento perigoso e fora de controle.

O sistema de freios deveria ser projetado para que o veículo, dentro de suas condições operacionais, jamais travasse nenhum eixo. Mas como os veículos comerciais sofrem uma variação de carga muito grande, é muito difícil evitar o travamento em condições extremas.

Como o transporte de cargas no Brasil se dá, na maior parte, por meio de rodovias, o Denatran juntamente com o Contran estipularam uma legislação vigente referente aos veículos comerciais que trafegam por nossa malha rodoviária. A legislação estipula, dentre outras exigências, limites de comprimento e peso de veículos comerciais, para garantir segurança do sistema de freios em todas as suas regiões operacionais e evitar o deterioramento prematuro do pavimento.

A resolução 68\98 do Contran limita o comprimento máximo de qualquer combinação de veículos de carga, além do peso bruto máximo. Abaixo segue algumas destas limitações impostas pela legislação:

- Peso nos eixos isolados, dotados de dois pneumáticos, 6 toneladas;
- Peso bruto por eixo isolado: 10 toneladas;

- Peso bruto por conjunto de dois eixos em tandem, quando a distância entre os dois planos verticais, que contenham os centros das rodas, for superior a 1,20m e inferior ou igual a 2,40 m: 17 toneladas;
- Peso bruto por conjunto de dois eixos não em tandem, quando a distância entre os dois planos verticais, que contenham os centros das rodas, for superior a 1,20m e inferior ou igual a 2,40m: 15 toneladas.

O objetivo de um sistema de freios, de acordo com Limpert (1992) é:

- Desacelerar um veículo mantendo a estabilidade e a dirigibilidade com alta eficiência, até a parada total do veículo se necessário;
- Manter a velocidade do veículo em declives acentuados, como ocorre em descidas de serra; e controlar a velocidade no trânsito.
- Manter o veículo parado em desníveis.

Quando um novo sistema de freios é projetado ele precisa ser submetido a diversos procedimentos de certificação. No Brasil, os fabricantes de veículos são considerados auto-certificáveis, a certificação ocorre de acordo com normas impostas pela ABNT, que são baseadas em normas européias como a ECE R13. Estas normas exigem um desempenho mínimo aceitável do sistema de freios, e são previstas na legislação vigente no país. O projetista deve conhecer os requisitos exigidos pelas normas e aplicá-los ao projeto.

A engenharia de freios abrange vários aspectos como mostrado na figura 2.18, conforme Canale (1998). Este trabalho se preocupará apenas com os aspectos técnicos da engenharia de freios.

Figura 2.18: A Engenharia da Frenagem.
Fonte: Canale (1998)

2.4.2 – Sistema de Freios

Desde os primórdios da indústria automobilística o sistema de freio pode ser basicamente dividido em dois tipos, freios a disco e freios a tambor. Existem outros sistemas, mas seus usos são em baixíssima escala.

Para veículos de passeio, um sistema bastante usado nos dias de hoje é o freio a disco nas quatro rodas, mas os veículos que visam à parcela popular do mercado automobilístico ainda usam freio a disco na dianteira e tambor na traseira. Para veículos comerciais contemporâneos, os conjuntos de freios a disco no eixo dianteiro e freio a tambor no eixo traseiro, e os conjuntos de freios a tambor em todos os eixos, são comumente encontrados nas rodovias brasileiras. Segundo Horta (2005), a frota brasileira de veículos comerciais tem em média 18 anos de uso, deste modo, os conjuntos de freios a tambor em todos os eixos são configurações bastante prováveis nas rodovias nacionais.

As figuras 2.19 e 2.20 ilustram os freios a tambor e os freios a disco, respectivamente.

*Figura 2.19: Sistema de Freios a Disco.
Fonte: Canale (1998)*

*Figura 2.20: Sistema de Freios a Tambor
Fonte: Gillespie (1992)*

O desempenho do sistema de freios depende diretamente da capacidade de geração do torque de frenagem nos tambores ou discos, e da capacidade dos pneus em gerarem as forças de frenagem na área de contato com o pavimento.

O torque de frenagem é normalmente gerado no atrito entre superfícies, o tambor se atrita com as guarnições de freios (conhecidas como lonas), ou o disco se atrita com as pastilhas. O material de atrito, guarnições e pastilhas, é normalmente um compósito que deve atender a vários requisitos, tais como: alto coeficiente de atrito, estabilidade térmica, resistência mecânica, resistência ao desgaste, estabilidade na presença de umidade e água, dentre outros.

No freio a disco, as pastilhas em ambos os lados do disco são acionadas de encontro a este através do cilindro, e este é acionado pela pressão do circuito hidráulico (ou pneumático), a qual é controlada pelo motorista, através do pedal do freio.

O circuito hidráulico é normalmente substituído por um circuito pneumático em veículos pesados, como ilustrado na Figura 2.21. O disco de freio pode ser duplo com sistema de refrigeração por convecção forçada, ou seja, o disco fica em contato direto com o ar, que é o meio refrigerante;

diferentemente do freio a tambor. O freio a disco tem assim melhor desempenho térmico que o a tambor.

Figura 2.21: Foto de um Freio a Disco de Caminhão.
Fonte: Limpert (1992)

Em veículos comerciais pesados (com circuito pneumático), é muito usado o freio a tambor com o acionamento das guarnições através de um came, em forma de S. (Figura 2.22).

Figura 2.22: Foto de um Freio tipo Came S.
Fonte: Limpert (1992)

Na Figura 2.22, a pressão do circuito pneumático é liberada pela válvula pedal para o cilindro que a transforma num torque, que gira o came S. O came desloca as lonas contra o tambor, gerando, por atrito, um torque de frenagem, que dividido pelo raio dinâmico do pneu resulta na força de frenagem nos contatos entre rodas e pavimento.

De acordo com Brossi (2002), o uso extensivo do sistema de freios a tambor com acionamento por came S, em veículos comerciais, ocorre pelo fato deles serem simples, de fácil manutenção, confiáveis, menos sensíveis a temperatura, possuir um ajuste preciso devido à alavanca ajustadora e apresentar baixo desgaste das lonas, utilizando um arranjo primário-secundário. O came é rotacionado pela alavanca ajustadora que por sua vez está conectada a um atuador.

A alavanca ajustadora garante uma folga ideal entre a lona e o tambor, considerando que o desgaste deste par aumentaria esta folga. Segundo Limpert (1992), cerca de 50 ajustes devem ser feitos para manter a folga ideal durante a vida útil das guarnições, quando o sistema de freios não possui uma alavanca ajustadora automática. No caso de alavancas ajustadoras automáticas, existem catracas que corrigem esta folga automaticamente. Estes ajustes são elementos importantes para se garantir o desempenho do sistema de freios durante toda a vida útil das guarnições e tambor.

Os freios a tambor possuem uma vantagem mecânica em relação aos freios a disco, chamado de fator de freio, que ajuda a minimizar o esforço do motorista durante uma manobra de frenagem, no caso de sistemas hidráulicos. Funciona como um ganho mecânico do sistema. Os sistemas de freios a disco têm o fator de freio linear e com valores bem inferiores aos dos sistemas a tambor. A figura 2.23 ilustra o esquema de multiplicação de força dado pelo fator de freio; o sistema consiste de duas lonas que tem movimento restringido pelos pivôs. A força de frenagem P_a empurra a lona primária contra o tambor, gerando uma força de atrito. Gillespie (1992) afirma que o fator de freio atua multiplicando a força P_a ; a sequência de equações (44) demonstra o fator de freio matematicamente.

Figura 2.23: Forças Atuando nas Lonas de um Freio a tambor, Fator de Freio.
Fonte: Gillespie (1992)

$$\sum M_p = e_d \cdot P_a + n \cdot \mu \cdot N_A - m_d \cdot N_A = 0$$

$$F_A = \mu \cdot N_A$$

$$F_B = \mu \cdot N_B$$

(44)

$$\frac{F_A}{P_a} = \frac{\mu \cdot e_d}{(m_d - \mu n)}$$

$$\frac{F_B}{P_a} = \frac{\mu \cdot e_d}{(m_d + \mu n)} = C^*$$

Sendo:

M_p = Momento no pivô;

e_d = Distância do ponto de atuação da força ao pivô;

P_a = Força no cilindro de freio;

n = Distância horizontal do ponto de ação da lona ao pivô;

μ = Coeficiente de atrito;

N_a = Força normal ao contato entre lona e tambor;

m_d = Distância vertical do ponto de ação da lona ao pivô;

F_a e F_b = Força de atrito desenvolvida por cada lona, a para lona primária e b para lona secundária;

C^* = Fator de freio.

O fator de freio ou ganho em força do freio, depende da sua configuração e pode variar principalmente com a velocidade e temperatura do par de atritos. Um alto fator de freio gera alta força de frenagem com baixa pressão do circuito pneumático ou hidráulico, justificando assim o uso de sistemas a tambor em veículos de transporte de carga pesados.

Por outro lado, o fator de freio é bastante influenciado por resíduos ou água, e deste modo, forças assimétricas elevadas podem aparecer. Quando estes resíduos ou a umidade estão presentes, é possível ter fatores de freio muito diferentes nas rodas de um mesmo eixo, gerando torques desestabilizantes e uma tendência para o veículo girar para um dos lados durante a frenagem.

O freio a disco, que tem um menor e linear fator de freio, tem este problema amenizado. O freio a disco geralmente proporciona uma estabilidade direcional melhor que o sistema a tambor durante a frenagem. A figura 2.24 ilustra fatores de freio para diferentes configurações dos sistemas a tambor e a disco, como função do coeficiente de atrito entre lonas e pastilhas, e entre tambor e discos.

Figura 2.24: Comparação do Fator de Freio para Vários Tipos de Freios.
Fonte: Limpert (1992).

A variação do fator de freio na figura 2.24 para freios a tambor, segundo Limpert (1992), se deve a configuração do mesmo. Nas configurações tipo primária-primária e primária-secundária, cada lona tem seu próprio apoio, enquanto que na duo-servo, apenas a lona secundária é apoiada em um pivô.

2.4.3 – Dinâmica da Frenagem

A influência do sistema de levantamento dos eixos é bastante considerável na dinâmica da frenagem. O projeto do sistema de freios em autoveículos rodoviários exige um profundo conhecimento técnico do departamento envolvido. Este resumo teórico tem o objetivo de evidenciar alguns conceitos básicos relacionados à dinâmica da frenagem.

A equação geral das forças envolvidas na frenagem é derivada da segunda lei de Newton aplicada no eixo longitudinal do veículo:

$$m.a_x = \frac{-W}{g} D_x = B_f - B_r - R_A - W \sin \theta \quad (45)$$

Sendo:

W = peso do veículo;

g = aceleração da gravidade;

$D_x = -a_x$ = aceleração linear longitudinal negativa;

B_f = força de frenagem do eixo dianteiro;

B_r = força de frenagem do eixo traseiro;

R_A = arrasto aerodinâmico;

θ = ângulo de inclinação da pista.

Considerando o veículo freando em regime permanente, tem-se:

$$D_x = \frac{B_t}{m} = -\frac{dV}{dt}$$

Como B_t é constante:

$$\begin{aligned}
\int_{V_0}^{V_f} dV &= -\frac{B_t}{m} \int_0^{t_s} dt \\
V_0 - V_f &= \frac{B_t}{m} t_s \\
\frac{V_0^2 - V_f^2}{2} &= \frac{B_t}{m} X
\end{aligned} \tag{46}$$

Sendo:

B_t = força total de desaceleração longitudinal;

V = velocidade do veículo;

t_s = tempo em que ocorre a variação de velocidade;

X = distância percorrida durante a manobra.

Segundo Gillespie (1992), se a manobra de frenagem for uma parada total, a velocidade final é zero e ST é a sigla que indica a distância de parada assim como t_s é o tempo de parada.

$$\begin{aligned}
ST &= \frac{V_0^2}{2 \frac{B_t}{m}} = \frac{V_0^2}{2D_x} \\
t_s &= \frac{V_0}{\frac{B_t}{m}} = \frac{V_0}{D_x}
\end{aligned} \tag{47}$$

Note que o tempo de parada é proporcional à velocidade e a distância de parada é proporcional ao quadrado da velocidade inicial, ou seja, considerando uma velocidade inicial V_0 , se duplicar seu valor, o tempo também duplica e a distância de parada quadruplica.

A equação (45) ainda considera o arrasto aerodinâmico e o ângulo de inclinação da pista, mas neste estudo, será considerada uma pista sem inclinação e o arrasto aerodinâmico será desprezado nas frenagens de emergência. Também será desprezada a resistência ao rolamento que é oferecida pelo contato dos pneus com o pavimento. A Figura 2.25 mostra a força de frenagem B nos eixos de um veículo (B_f e B_r). As outras forças que atuam no veículo, no movimento desacelerado, são também mostradas. O freio motor (Mdb) também pode ser desprezado numa frenagem de emergência. Estes fatores não considerados neste trabalho não podem ser desprezados quando o veículo freia por longo tempo em baixa desaceleração, ou quando desce uma serra com a velocidade controlada pelos freios.

motorista começa a aplicar força no pedal de freio. Assim que o tempo de reação do sistema de freios t_a passa, as lonas entram em contato com o tambor e o veículo começa a desacelerar. Em situações críticas, motoristas menos habilidosos tendem a reduzir a força que aplicam no pedal depois de 0,1 ou 0,2 segundos após o início da frenagem, numa tentativa de regular o processo de frenagem; e quando obstáculo se aproxima, a força aumenta novamente. Motoristas habilidosos geralmente aplicam forças mais próximas da idealização.

Figura 2.26: Análise da Distância de Parada.
Fonte: Limpert(1992).

De acordo com a força idealizada, o gráfico de desaceleração é mostrado na figura 2.26(b). A desaceleração começa a aumentar linearmente a partir do ponto 1, quando o torque de frenagem começa a se desenvolver, até atingir o ponto 2.

A variação da velocidade no tempo é mostrada na figura 2.26 (c); antes de qualquer desaceleração ser aplicada, a velocidade se mantém constante. Mas isso só ocorre se as forças que agem na frenagem do veículo, tais como freio motor, retardadores, arrasto aerodinâmico ou a gravidade em um aclive, puderem ser desconsideradas.

Segundo Limpert (1992), o erro por usar uma desaceleração linear ao invés de um bi-linear é de 0,5 a 1%. A região entre os pontos 1 e 2 é curva, devido à variação da desaceleração. A região entre os pontos 2 e 3 é linear, pois é quando a desaceleração está no seu ponto máximo. O veículo pára no ponto 3.

A distância total de parada é a soma das distâncias individuais (S_1, S_2, S_3), associadas com cada intervalo de tempo. Ou seja, considerando o tempo do começo da reação até o início da desaceleração (associado a S_1), o tempo de aumento da desaceleração (associado a S_2) e o tempo de desaceleração constante até que o veículo pare (associado a S_3), a distância de parada total é dada por:

$$S_T = S_1 + S_2 + S_3 = V_1 \cdot \left(t_r + t_a + \frac{t_b}{2} \right) + \frac{V_0^2}{2 \cdot a_{\max}} - \frac{a_{\max} \cdot t_b^2}{24} \quad (48)$$

O tempo necessário para que um objeto que está na visão periférica do motorista seja focado varia de 0,32 a 0,55 segundos, de acordo com Limpert (1992). A reação do motorista continua e o próximo passo é quando o motorista foca o objeto e começa a tirar o pé do acelerador. Esse tempo está entre 0,22 e 0,58 segundos. O tempo para o motorista tirar o pé do acelerador e pisar no freio é de 0,15 a 0,21 segundos.

Segundo Limpert (1992), freios a ar possuem um tempo significativamente longo de resposta e elevadas perdas de pressão. Esse tempo pode ser reduzido com o adequado projeto do sistema.

Polito (2005) exemplifica um método de cálculo para o tempo de resposta do sistema de freios. A figura 2.27 apresenta uma curva típica deste tempo de resposta e os tempos t_1 , t_2 e t_3 são definidos da seguinte maneira:

- O tempo t_1 representa a velocidade com a qual a onda de pressão viaja pela linha do sistema de freios. t_1 Indica o tempo decorrido para um sinal de pressão sair da válvula de aplicação e chegar até o cilindro.
- O tempo t_2 é o necessário para que as folgas entre as lonas e o tambor sejam vencidas e é proporcional ao volume que o cilindro deve deslocar para pressionar as lonas contra os tambores.
- Já t_3 consiste no tempo necessário para que a pressão na linha do sistema de freios atinja o valor máximo especificado, e atue plenamente, com normalmente 90% da pressão de reservatório.

Dessa forma, o tempo de aplicação do sistema de freios é a soma desses três tempos.

$$t_{total} = t_1 + t_2 + t_3 \quad (49)$$

Figura 2.27: Aumento da Pressão em Freios Pneumáticos.
Fonte: Limpert (1992).

2.4.4 – Eficiência da Frenagem

A distribuição das forças de frenagem nos eixos do veículo, conhecido como balanceamento das forças, é um fator decisivo na eficiência e na segurança da frenagem. O adequado balanceamento destas forças não é uma tarefa fácil para o projetista do sistema de freios, principalmente em veículos com muitos eixos e combinados.

A distribuição ideal das forças de frenagem nos eixos do veículo segue a mesma proporção das forças verticais nos mesmos eixos; já a distribuição real é determinada pelas características do sistema de freios e normalmente não segue totalmente a distribuição ideal, embora os projetistas procurem fazer com que isto aconteça na maior parte do tempo. O gráfico mostrado na figura 2.28 é normalmente usado pelos projetistas para se ter uma visualização da distribuição ideal e real de um determinado veículo.

Figura 2.28: Distribuição das Forças de Frenagem Real e Ideal.
Fonte: Canale (1998)

A relação entre B_r e B_f é uma reta na maioria dos veículos de transporte de carga no Brasil. Alguns veículos possuem válvulas de corte, conhecida como válvula sensível à carga (LSV), que variam esta relação de forma contínua ou discreta. Estas válvulas têm por finalidade aproximar a distribuição

real das forças de frenagem com a ideal. A relação ideal entre B_f e B_r , que é igual à relação entre os pesos dinâmicos, é normalmente uma parábola.

Como o travamento dos eixos traseiros é muito perigoso, a adoção de válvulas sensíveis à carga, como mostrado na figura 2.29, altera a distribuição das forças de frenagem real, fazendo com que o eixo traseiro nunca seja o primeiro a travar.

*Figura 2.29: Relação Real e Ideal das Forças de Frenagem – Veículo de Dois Eixos com Válvula Sensível a Carga.
Fonte: Polito (2005).*

A Figura 2.29 mostra a forma clássica de se aperfeiçoar a distribuição das forças de frenagem num autoveículo. Esta forma de análise é muito boa com o veículo em condições operacionais bem definidas, mas ela não mostra o balanceamento para o veículo em todas as suas condições operacionais possíveis e admissíveis.

Assim, a eficiência da frenagem é um fator extremamente importante para o projetista do sistema de freios e pode ser melhor visualizada com a ajuda das figuras 2.30 e 2.31. A eficiência da frenagem é definida como a divisão entre a desaceleração máxima que o veículo pode desenvolver, sem perda de estabilidade e dirigibilidade, pela desaceleração máxima que seria obtida, com todas as rodas freando com aderência máxima μ_0 ; desta forma tem-se:

$$\eta = \frac{b^*}{b_{\max}} \quad (50)$$

Sendo:

η - Eficiência da frenagem;

b^* - Desaceleração do veículo;

$b_{\max}$ - Máxima desaceleração do veículo.

Um sistema de freios com 100% de eficiência aproveitaria toda a capacidade de frear do piso, colocando todas as rodas com aderência máxima e na iminência do escorregamento. (Figura 2.30). Neste caso, a distribuição das forças de frenagem segue a mesma proporção que as forças verticais nos eixos. Isto normalmente se consegue em um veículo que possui sistemas automáticos ou semi-automáticos, ou ainda sistemas anti-bloqueio, conhecido pelo termo em inglês “*anti-lock brake system*” (ABS).

Figura 2.30: Distribuição Ideal das Forças de Frenagem, Desaceleração Máxima.
Fonte: Canale (1998)

Um sistema de freios com 50% de eficiência aproveitaria apenas metade da capacidade máxima de se frear o veículo sobre o pavimento. A figura 2.31 mostra um caso real, onde a distribuição das forças de frenagem não é a ideal. Neste caso, b^* , que é a máxima desaceleração segura do veículo nesta condição, é menor que a máxima ($b_{\max} = \mu_0 \cdot g$). A figura 2.31 mostra o caso em que as rodas dianteiras estão na iminência de escorregar, deste modo, se no

veículo representado nesta figura o pedal de freio for pressionado com maior intensidade, a roda dianteira escorregará, e o veículo perderá a dirigibilidade.

Figura 2.31: Distribuição Real das Forças de Frenagem, Definição de Eficiência.
Fonte: Canale (1998).

Existe uma dramática relação entre a eficiência da frenagem e a probabilidade de ocorrência de travamentos das rodas. A Figura 2.32 mostra uma relação exponencial entre a eficiência de frenagem e a probabilidade de ocorrência de travamento nas rodas do veículo, durante esta manobra. Através da figura 2.32, é possível ver que veículos com sistema de freios com alta eficiência têm baixa probabilidade de sofrer uma frenagem com escorregamento e, conseqüentemente, baixa probabilidade de sofrer acidentes durante as manobras de frenagem.

O escorregamento das rodas de um veículo sempre deve ser evitado para que assim o motorista consiga manter a dirigibilidade e a estabilidade.

Figura 2.32: Relação da Eficiência com Número de Escorregamentos e Segurança Veicular.
Fonte: Gillespie (1992)

Dispositivos como o ABS previnem o escorregamento das rodas, mantendo a dirigibilidade e a estabilidade do veículo. Este dispositivo foi desenvolvido na indústria Aeronáutica para manter a estabilidade e dirigibilidade dos aviões pousando em pista molhada em alta velocidade. Como já demonstrado, a frenagem de veículos rodoviários está diretamente relacionada com segurança e requisitos legais devem ser atendidos na certificação dos veículos. Normas da ABNT, indicadas por regulamentações do Contran, estabelecem requisitos mínimos de espaço de parada e de eficiência do sistema de freios.

3 – METODOLOGIA

Neste capítulo, referente à metodologia, descreve-se o método de estudo usado durante as simulações de um veículo real. O método se baseia na resolução das equações de movimento e apresenta boa correlação com os valores coletados de veículos reais. Utilizou-se, para tal simulação o programa computacional Excel, que possibilitou a solução das equações variantes no tempo e a elaboração dos diversos gráficos resultantes.

3.1 – Estabilidade Direcional

As equações que foram introduzidas no capítulo anterior são usadas nesta metodologia, conforme o artigo publicado por Martin Goland e Frederick Jindra (1961), cujo trabalho foi ainda baseado nas teorias desenvolvidas por Smiley e Horne (1958).

Existe uma extensa quantidade de trabalhos científicos publicados por diversos autores que estudaram a estabilidade direcional e problemas de controle em autoveículos rodoviários. Estes estudos foram utilizados como obras de consulta e podem ser encontrados nas referências bibliográficas desse trabalho. Para esta análise o trabalho de Goland e Jindra (1961) se mostrou mais adequado, considerando o tipo de veículo estudado e as simplificações impostas.

3.1.1 – Simplificações

Esta simulação baseia-se em um modelo matemático de veículo simples; as condições de movimento são de regime permanente em uma curva plana, onde não ocorrem imperfeições do pavimento. Portanto, os movimentos de arfagem e vertical da carroçaria são desprezados. A análise, como veículo simples, abrange dois graus de liberdade, sendo eles a velocidade de guinada e velocidade lateral, segundo o modelo da bicicleta. O terceiro grau de liberdade (movimento de rolamento da massa suspensa do veículo) é considerado apenas como transferência de carga lateral.

Goland e Jindra (1961) realizaram sua análise considerando o terceiro grau de liberdade como uma quase coordenada, isto é, o terceiro grau de liberdade se faz presente através da sua influência nas características dos pneus a partir do efeito da transferência lateral de carga. As demais influências do ângulo de rolamento neste modelo são desconsideradas neste estudo.

Outra consideração importante é que esta simulação é válida para a análise linear de estabilidade, ou seja, as manobras de esterçamentos estão dentro do regime elástico do pneu. Esta consideração se faz plausível, segundo diversos autores como Milliken (1995), Dixon (1996) e outros, pelo fato de que as condições operacionais em rodovias públicas cobrem acelerações laterais em torno de 0,0g a 0,4g. Ou seja, dentro do regime linear dos pneus.

Na simulação, o veículo é colocado primeiramente em movimento em regime permanente e depois sofre um pequeno distúrbio. Como o desempenho do veículo em curvas é dependente dos pneus, e estes sofrem cargas verticais e condições diferentes, foi desenvolvida, de acordo com Goland e Jindra (1961), uma série não linear de equações considerando características dos pneus deduzidas no trabalho de Smiley e Horne (1960). O sistema de direção é considerado rígido e fixo numa posição desejada como “controle fixo”.

As forças e torques gerados pelos pneus são concentradas no ponto médio de contato entre pneu e pavimento. Isto é, no caso do eixo traseiro as forças são concentradas no centro do tandem ao nível do solo, quando todos os eixos estão em contato com o solo.

3.1.2 – Equações de Movimento

Sendo X e Y os planos cartesianos fixos no veículo com sua origem no centro de gravidade, o eixo X é longitudinal ao veículo e o eixo Y é transversal ou lateral; valores positivos destes eixos são indicados conforme a figura 3.1.

Figura 3.1: Conversão de Eixos e Símbolos Utilizados na Metodologia.
Fonte: Goland e Jindra (1961).

A massa total do veículo é $m=W/g$, onde W é o peso e g a aceleração devido à gravidade; a distância entre-eixos é identificada pela letra l ; a distância do centro de gravidade ao eixo dianteiro é representada por a ; a bitola é d ; k_i é o raio de giração que descreve o momento de inércia de guinada em relação ao eixo vertical com sua origem no CG. O veículo se movimenta com a velocidade V , com um ângulo de escorregamento da carroçaria β e velocidade de guinada r . O sentido dos eixos e momento indicam o valor positivo para as grandezas, conforme a figura 3.1.

Deste modo, considerando ainda que Y_1 , Y_2 , Y_3 e Y_4 são as forças laterais de cada pneu, conforme índice subscrito representado na figura 3.1, as equações para uma curva plana se tornam:

$$mV\left(\dot{\beta} + r\right) = Y_1 + Y_2 + Y_3 + Y_4$$

$$m.k_i^2 \dot{r} = a(Y_1 + Y_2) - (l - a)(Y_3 + Y_4)$$
(51)

Os dados para o início dos cálculos são:

- Peso do veículo (W);
- Aceleração local da gravidade (g);
- Bitola (d);
- Distância do CG ao eixo dianteiro (a);
- Altura do CG acima do solo (h);
- Rigidez das molas dianteiras (k_f);
- Rigidez das molas traseiras (k_r);
- Distância entre-eixos (l);
- Raio de giração (k_i);
- Momento de inércia de guinada (I_z);
- Velocidade final do teste (V);
- Raio da curva (R).

Os dados referentes a pneu são:

- Pressão interna dos pneus dianteiros (p_f);
- Pressão interna dos pneus traseiros (p_r);
- Largura da banda de rodagem do eixo dianteiro (w_f);
- Largura da banda de rodagem do eixo traseiro (w_r);
- Diâmetro dos pneus dianteiros (D_f);
- Diâmetro dos pneus traseiros (D_r);
- Rigidez Lateral do pneu dianteiro (C_{af});
- Rigidez Lateral do pneu traseiro (C_{ar}).

3.1.3 – Peso nas Rodas

Quando o veículo está realizando uma manobra de curva, a massa suspensa sofre um ângulo de rolamento com a massa não suspensa, devido à transferência de carga lateral ocorrida pela aceleração centrípeta. As rodas

externas à curva sofrem uma adição de carga ao seu peso estático; já as internas tem seu peso diminuído.

Neste trabalho, nem todas as influências dos movimentos de rolamento, bem como os de arfagem da massa suspensa são consideradas. Isto é possível, segundo Goland e Jindra (1961), porque estes movimentos têm sua influência muito pequena nas características de estabilidade direcional do veículo. O ângulo de rolamento, terceiro grau de liberdade, é considerado neste estudo apenas na transferência de carga lateral.

Considerando que k_f é a constante elástica (ou rigidez) das molas dianteiras e k_r das traseiras, e supondo uma aceleração centrífuga (V^2/R), uma análise de equilíbrio pode estimar o ângulo de rolamento:

$$\phi = 2 \frac{W}{d(k_f + k_r)} \frac{h}{d} \frac{V^2}{gR} \quad (52)$$

Sendo h a distância vertical do CG acima do nível do solo, e Φ o ângulo de rolamento da massa suspensa.

O peso dinâmico em cada roda pode ser calculado de maneira independente para as rodas dianteiras e traseiras, e para as rodas externas e internas conforme indica o índice subscrito:

$$\begin{aligned} P_1 &= \frac{W}{2} \left\{ (1 - a^*) + 2 \frac{k_f}{k_f + k_r} \frac{h}{d} \frac{V^2}{gR} \right\} \\ P_2 &= \frac{W}{2} \left\{ (1 - a^*) - 2 \frac{k_f}{k_f + k_r} \frac{h}{d} \frac{V^2}{gR} \right\} \\ P_3 &= \frac{W}{2} \left\{ a^* + 2 \frac{k_r}{k_f + k_r} \frac{h}{d} \frac{V^2}{gR} \right\} \\ P_4 &= \frac{W}{2} \left\{ a^* - 2 \frac{k_r}{k_f + k_r} \frac{h}{d} \frac{V^2}{gR} \right\} \end{aligned} \quad (53)$$

Sendo $a^* = a/l$, e P o peso em cada pneu indicado pelo índice subscrito, conforme a figura 3.1.

A seqüência de equações (53) deixa claro a soma e subtração de peso nas rodas durante uma curva, isto é, a transferência de carga lateral.

3.1.4 – Desempenho dos Pneus

As forças laterais que são geradas pelos pneus estão indicadas na seqüência de equações de movimento (equações 51), representadas pela letra Y com o índice subscrito de acordo com cada pneu, conforme ilustrado pela figura 3.1. As equações que demonstram as forças laterais desenvolvidas pelos pneus não consideram alguns efeitos, como o torque auto-alinhante e o câster pneumático, que atuam nos pneus reais. Segundo Goland e Jindra (1961), estes efeitos não possuem grande influência e estão desconsiderados nesta análise.

Outro importante fator simplificador desta simulação, é que os cálculos desenvolvidos são válidos apenas quando todos os pneus estão em contato com o pavimento. Se houver qualquer deslizamento a ponto de perder este contato, a situação desta análise perde a validade.

Para a avaliação das forças nos pneus foi considerado o trabalho de Smiley e Horne (1958), estes autores desenvolveram uma série de equações que regem a influência no desempenho dos pneus do peso vertical sobre o mesmo. Estas equações foram desenvolvidas para o pneu parado e posteriormente para o pneu rolando em seu movimento principal.

Smiley e Horne (1958) dizem que os valores das forças laterais são dependentes de várias propriedades dos pneus, como o diâmetro não defletido $\underline{D}$, a largura da banda de rodagem $\underline{w}$, a pressão de enchimento $\underline{p}$ e o valor da deflexão vertical $\underline{\Delta}$ devido à carga vertical $\underline{P}$. Estes autores coletaram dados comprovando que para valores de até 0,6, para a relação $\frac{\Delta}{w}$, o relacionamento entre P e Δ é estritamente linear, posteriormente a este valor o relacionamento é não linear.

Para esta análise, seguindo o trabalho de Goland e Jindra (1961), é assumido o relacionamento entre $\underline{P}$ e $\underline{\Delta}$ como sendo linear e portanto, é possível a simplificação da equação (23) de Smiley e Horne (1958) conforme a equação (54).

$$\frac{\Delta}{D} = 0,42 \left(\frac{D}{w} \right)^{1/2} \left(\frac{P}{pD^2} \right) \quad (54)$$

Sendo:

D = Diâmetro dos pneus;

w = Largura da banda de rodagem do pneu;

P = Peso vertical;

Δ = deflexão vertical dos pneus;

p = Pressão interna do pneu.

A equação (54) demonstra as propriedades de pneus carregados com força normal e força lateral variando de acordo com sua deflexão vertical.

O coeficiente de desempenho dos pneus pode agora ser calculado em função da relação $\frac{\Delta}{D}$, da equação (54).

$$\begin{aligned} \frac{N}{pw^2} &= C_\alpha \left\{ 1,7 \left(\frac{\Delta}{D} \right) - 12,7 \left(\frac{\Delta}{D} \right)^2 \right\}; \text{ para } \frac{\Delta}{D} \leq 0,088 \\ \frac{N}{pw^2} &= C_\alpha \left\{ 0,095 - 0,49 \left(\frac{\Delta}{D} \right) \right\}; \text{ para } \frac{\Delta}{D} \geq 0,088 \end{aligned} \quad (55)$$

Como pode ser visto na equação (55), algumas propriedades influenciam diretamente no coeficiente de desempenho dos pneus. São estas propriedades o diâmetro não defletido, a máxima largura da banda de rodagem, a pressão de enchimento ou pressão interna e a deflexão ou constante elástica do pneu. Esta equação demonstra o modelo matemático usado para não linearidade dos pneus no sentido vertical.

De posse destas informações, é possível calcular a força lateral Y desenvolvida pelos pneus, em uma manobra de curva. Para cada pneu é calculada a força peso considerando o efeito da transferência de carga lateral conforme a seqüência de equações (53). Em seguida a relação $\frac{\Delta}{D}$ pode ser estimada (equação 54) e na seqüência o valor de N vem da equação (55). Se houver consideração do ângulo de câmbio a força lateral é:

$$Y = N.\alpha - P_\gamma.\gamma \quad (56)$$

A segunda parcela da equação (56) ocorre devido ao ângulo de câmbor, que, como já foi dito, será desprezado neste trabalho. Os ângulos de deriva de cada pneu podem ser obtidos, conforme já exposto no capítulo anterior, pelas equações:

$$\begin{aligned}\alpha_1 &= \delta_1 - \beta - \frac{a.r}{V} \\ \alpha_2 &= \delta_2 - \beta - \frac{a.r}{V} \\ \alpha_3 &= \delta_3 - \beta + \frac{(l-a).r}{V} \\ \alpha_4 &= \delta_4 - \beta + \frac{(l-a).r}{V}\end{aligned}\tag{57}$$

Sendo os ângulos δ , e seus índices subscritos indicando qual a roda referida, os valores de esterçamento. Os ângulos de esterçamento podem ser considerados até mesmo nas rodas traseiras devido à influência do ângulo de rolamento no esterçamento de todas as rodas, ou seja, a influência da suspensão no gradiente de esterçamento, mas neste trabalho não são considerados.

Sendo Y_{12} a soma das forças laterais dos pneus do eixo dianteiro e Y_{34} a soma das forças dos pneus traseiros, as equações, que tornam possível a análise do comportamento do veículo, são:

Margem de estabilidade = SM

$$SM = (-1) \frac{(a.Y_{12} - (l-a)Y_{34})}{Y_{12} + Y_{34}}\tag{58}$$

Gradiente de esterçamento = K

$$K = \left(\frac{m}{l} \right) \left[\frac{(1-a')}{Y_{12}} - \frac{a'}{Y_{34}} \right]\tag{59}$$

Sendo m = massa total do veículo.

3.1.5 – Polinômio Característico

Até este ponto a análise foi feita em regime permanente, ou seja, análise da estabilidade estática. A partir deste ponto o foco passa a ser a estabilidade dinâmica, em regime transitório, conforme o capítulo anterior. Para o regime transitório, o veículo é considerado trafegando em uma curva plana, inicialmente em regime permanente, e sofre um distúrbio. A análise da estabilidade dinâmica é o estudo do comportamento do veículo após este distúrbio.

Estudando este comportamento, se os movimentos são amortecidos, o veículo é estável e se os movimentos são amplificados, ele é instável.

O conceito de polinômio característico estuda a estabilidade inerente ao sistema. Esta equação soma os dois efeitos, da estabilidade estática e da estabilidade dinâmica, estudando o comportamento do veículo em sua estabilidade direcional.

O método abordado neste trabalho consiste na consideração da sequência de equações (51) primeiramente, em seguida considera-se a equação (56) e equações (57). Substituindo (56), (57) em (51), e ainda considerando simplificações como as variações do ângulo de rolamento e ângulo de câmbio, sendo pequenas e desprezadas nos pequenos distúrbios, as equações de movimento, que expressam a natureza dos movimentos transitórios, são:

$$\begin{aligned} m.V.\dot{\beta} + A_{11}.\beta + A_{12}.\Omega &= 0 \\ A_{21}.\beta + m.V.\left(\frac{k}{l}\right)^2.\Omega + A_{22}.\Omega &= 0 \end{aligned} \tag{60}$$

Sendo:

$$\begin{aligned}
 \Omega &= \frac{r.l}{V} \\
 A_{11} &= Y_{12} + Y_{34} \\
 A_{12} &= \frac{m.V^2}{l} + a'.Y_{12} - (1-a').Y_{34} \\
 A_{21} &= a'.Y_{12} - (1-a').Y_{34} \\
 A_{22} &= (a')^2.Y_{12} + (1-a')^2.Y_{34}
 \end{aligned} \tag{61}$$

De (60) até (61) segue o polinômio característico seguinte:

$$(V\lambda)^2 + \eta(V\lambda) + \zeta^2(1 + KV^2) = 0 \tag{62}$$

Sendo:

$$\eta = \frac{1}{m} \left\{ (Y_{12} + Y_{34}) + \left(\frac{l}{k} \right)^2 \left[(a')^2.Y_{12} + (1-a')^2.Y_{34} \right] \right\} \tag{63}$$

$$\zeta^2 = \left(\frac{l}{k} \right)^2 \frac{Y_{12}.Y_{34}}{m^2} \tag{64}$$

$$\begin{aligned}
 K_0 &= \zeta^2(1 + KV^2) \\
 K_1 &= \eta \\
 K_2 &= 1
 \end{aligned} \tag{65}$$

Os valores de K_0 , K_1 e K_2 , resultantes de η e ζ^2 , formam o polinômio característico. As raízes $(V\lambda)$ podem ser reais e da forma complexa $a \pm bi$, e representada no tempo por:

$$Ae^{-at} \cos.(b.t + \varphi) \tag{66}$$

Quando a parte real tem sinal negativo o veículo é estável; sinal positivo, o veículo é instável e quando é igual a zero, é indiferente.

Se a parte imaginária for zero a resposta dinâmica do sistema é exponencial amortecida, ou seja, sobreamortecida.

Quando a raiz é um par complexo, a resposta dinâmica do veículo é oscilatória (subamortecida) e sua grandeza depende tanto da parte real quanto da parte imaginária, ou da frequência natural amortecida ω_a e do fator de

amortecimento ζ . A frequência natural amortecida e o fator de amortecimento são calculados da forma como foi mostrado na revisão bibliográfica. Este comportamento pode ser visualizado melhor através do gráfico “lugar das raízes”, que segue nos veículos exemplos abordados.

As derivadas de estabilidade que são consideradas na metodologia são calculadas de forma idêntica a do capítulo anterior:

$$N_{\beta} = 2.a.Y_{12} - 2(l-a)y_{34} \quad (67)$$

$$N_r = (-1)\frac{2}{V}(a^2.Y_{12} + (l-a)^2.Y_{34}) \quad (68)$$

3.1.6 – Veículo Genérico

Para a análise da estabilidade direcional em veículos comerciais, como é proposto neste trabalho, são considerados dados de entrada próximos de valores que expressam a realidade. De acordo com os dados de veículos comerciais existentes no mercado nacional foi elaborado um veículo genérico como exemplo para a simulação; ou seja, para obtenção dos dados de entrada foi considerado um veículo de tração 6x2 com as seguintes características:

Figura 3.2: Veículo Genérico.
Fonte: Canale(1998)

As dimensões indicadas na figura 3.2 são:

$A = 5170\text{mm}$ (Distância do eixo dianteiro ao primeiro eixo traseiro);

$B = 10344\text{mm}$ (Comprimento do veículo);

$G = 1332\text{mm}$ (Balanço dianteiro);

$H = 2482\text{mm}$ (Balanço traseiro);

$L = 1430\text{mm}$ (Distância do eixo dianteiro ao início do equipamento);

$M = 21^\circ$ (Ângulo de entrada);

$N = 17^\circ$ (Ângulo de saída).

Os dados de entrada são:

- Peso do veículo vazio (W) = 6400kgf ;
- Aceleração local da gravidade (g) = $9,80\text{m/s}^2$;
- Bitola (d) = 1880mm ;
- Distância do CG ao eixo dianteiro (a) = 3070mm ;
- Altura do CG (h) = 900mm ;
- Rigidez das molas dianteiras (k_f) = 610.000N/m ;
- Rigidez das molas traseiras (k_r) = 675.000N/m ;
- Distância entre-eixos (l) = 5850mm ;
- Velocidade máxima da simulação (V) = $27.78\text{m/s} = 100\text{km/h}$;
- Raio da curva (R) = 30.48m .

Os dados de entrada referentes ao pneu são:

- Pressão interna dos pneus dianteiros (p_f) = 620kPa ;
- Pressão interna dos pneus traseiros (p_r) = 620kPa ;
- Largura da banda de rodagem do eixo dianteiro (w_f) = $254,0\text{mm}$;
- Largura da banda de rodagem do eixo traseiro (w_r) = $254,0\text{mm}$;
- Diâmetro dos pneus dianteiros (D_f) = $1016,0\text{mm}$;
- Diâmetro dos pneus traseiros (D_r) = $1016,0\text{mm}$;

O momento de inércia de guinada é calculado a partir da largura total do veículo e das distâncias das extremidades dianteira e traseira ao CG, além, é claro, da massa total o veículo. Para isto foi utilizada a equação:

$$I_{zz} = \left(\frac{m}{16} \right) \left(e_t^2 + \left(\frac{c_t^2 + d_t^2}{2} \right) \right) \quad (69)$$

Sendo:

c_t = Distância do CG à extremidade dianteira do veículo;

d_t = Distância do CG à extremidade traseira do veículo;

e_t = Largura total do veículo.

Estes dados são referentes ao veículo genérico como é fornecido pela montadora. Ainda foi considerado um equipamento padrão, conhecido como implemento, cujos dados foram adicionados ao do veículo genérico. Os dados referentes ao equipamento também foram obtidos da mesma forma, ou seja, um equipamento genérico. O equipamento genérico considerado é conhecido vulgarmente como “furgão sobre chassis”. A figura 3.3 exemplifica o equipamento genérico utilizado.

*Figura 3.3: Equipamento Genérico.
Fonte: Cortesia da Randon.*

Os dados do equipamento são:

Comprimento = 9000mm

Largura = 2600mm

Altura = 3050mm

Peso = 2500kgf

3.1.7 – Configurações Consideradas

Com o objetivo de estudar diversas configurações possíveis, foi elaborada uma série de casos com variações do veículo genérico aqui apresentado; estas variações representam possíveis configurações reais que podem estar sendo utilizadas nas estradas e também permite uma comparação de resultados possibilitando um melhor entendimento.

Os casos considerados ideais e suficientes para a validação desta análise de estabilidade também levam em consideração o mau uso empregado pelos motoristas e ou transportadoras, nas condições de carregamento do veículo; isto é, as variações do veículo genérico abordam casos reais e que podem estar em uso nas ruas e estradas brasileiras. Além, é claro, das configurações estarem enquadradas dentro do previsto na Lei da Balança, ou seja, os pesos nos eixos não ultrapassam o limite máximo estipulado por esta lei. As configurações consideradas são as seguintes:

- **Caso 1** → Veículo vazio com dimensões e pesos idênticos ao veículo genérico sem equipamento instalado, sem “furgão sobre chassis”; com todos os pneus em contato com o solo.
- **Caso 2** → Veículo vazio com dimensões e pesos idênticos ao veículo genérico com o equipamento genérico instalado; com todos os pneus em contato com o solo.

- **Caso 3** → Veículo vazio com o equipamento instalado considerando as mudanças de peso e dimensões geradas pelo levantamento dos eixos; terceiro eixo suspenso.

- **Caso 4** → Veículo carregado com o peso máximo permitido pela lei da balança; com todos os pneus em contato com o solo.

- **Caso 5** → Veículo carregado com o peso máximo permitido pela lei da balança considerando as mudanças de peso e dimensões geradas pelo levantamento dos eixos; terceiro eixo suspenso.

Os dados que diferem basicamente cada configuração são referentes a peso e dimensão e, é claro, o número de pneus em contato com o solo. O peso do veículo vazio sem o equipamento instalado é o mesmo do veículo genérico citado acima.

A resolução 68\98 do Contran limita o comprimento máximo de qualquer combinação de veículos de carga, além do peso bruto máximo. Abaixo seguem alguns exemplos destas limitações impostas pela legislação:

- Peso nos eixos isolados, dotados de dois pneumáticos: 6 toneladas;
- Peso bruto por eixo isolado: 10 toneladas;
- Peso bruto por conjunto de dois eixos em tandem, quando a distância entre os dois planos verticais, que contenham os centros das rodas, for superior a 1,20m e inferior ou igual a 2,40 m: 17 toneladas;
- Peso bruto por conjunto de dois eixos não em tandem, quando a distância entre os dois planos verticais, que contenham os centros das rodas, for superior a 1,20m e inferior ou igual a 2,40m: 15 toneladas.

Sendo assim, quando o sistema de levantamento de eixos está acionado, o peso máximo no eixo traseiro (primeiro eixo do tandem) é 10000kgf; e quando os dois eixos estão em contato com o solo, o peso máximo no eixo traseiro é 17000kgf.

Com o levantamento dos eixos acionado ou não, a dimensão que se altera é a distância entre-eixos. Quando os dois eixos traseiros estão em

contato com o solo, a distância entre-eixos é medida do eixo dianteiro ao centro do tandem traseiro. E quando o terceiro eixo está suspenso, esta dimensão é reduzida do eixo dianteiro ao primeiro eixo do tandem. Esta mudança é significativa do ponto de vista de estabilidade direcional.

3.2 – Frenagem

A metodologia abordada na frenagem segue as normas impostas pela lei. Da mesma forma que os modelos analisados na estabilidade direcional, os modelos de frenagem seguem as equações já consagradas pelos especialistas ligados à área. Esta etapa da metodologia foca a eficiência da frenagem como alvo principal, já que este conceito está intimamente ligado à segurança veicular, objetivo principal deste trabalho.

Para esta análise, foi considerado o trabalho de Canale et al (2005) como referência. Este trabalho demonstra a importância das normas de frenagem impostas para a homologação do veículo no quesito eficiência da frenagem. Da mesma forma que o estudo da estabilidade, a análise da frenagem usa como ferramenta o programa computacional Excel, elaborando planilhas de cálculo para a conclusão a partir de gráficos resultantes obtidos.

Segundo Canale et al (2005), as normas ABNT aplicadas no Brasil, através de resoluções do Contran, para os sistemas de freios de veículos comerciais, são baseadas na ECE R13, que contém vários anexos. Alguns destes anexos não foram ainda traduzidos e transformados em normas brasileiras até o momento. Com o objetivo claro de garantir um mínimo de desempenho da frenagem, as normas estabelecem requisitos conforme a categoria do veículo.

Como este estudo pretende colaborar no entendimento da influência do levantamento de eixos, é adotado como metodologia para o estudo do comportamento na frenagem, algumas características agravantes; como por exemplo, o fato das configurações veiculares não possuírem válvulas sensíveis à carga (LSV). Esta metodologia adota tais características com o objetivo principal de refletir, com maior precisão, a realidade dos veículos que trafegam

em nossas rodovias. Considerando que diversos veículos comerciais não possuem tanto válvulas sensíveis à carga quanto sistema ABS, a não adoção destes dispositivos se faz justa.

3.2.1 – Dinâmica da Frenagem

O modelo matemático para o estudo do comportamento na frenagem baseia-se na norma NBR 14354, onde são estabelecidos requisitos para a eficiência da frenagem. Para isto, foi utilizado o mesmo veículo genérico introduzido anteriormente no estudo da estabilidade direcional. Consequentemente, as características do veículo genérico são as mesmas.

Partindo do veículo genérico citado durante o tópico de metodologia na estabilidade direcional, os dados adicionais são:

- Área do cilindro de freio dianteiro (A_f) = 0,013 m²;
- Área do cilindro de freio traseiro (A_r) = 0,015 m²;
- Raio do tambor dianteiro (r_{tf}) = 0,19m;
- Raio do tambor traseiro (r_{tr}) = 0,19m;
- Fator de freio dianteiro (C_f^*) = 1,56;
- Fator de freio traseiro (C_r^*) = 1,56;
- Raio de rolagem dianteiro (R_{dinaf}) = 0,508m;
- Raio de rolagem traseiro (R_{dinar}) = 0,508m;
- Eficiência do freio dianteiro (η_f) = 0,65;
- Eficiência do freio traseiro (η_r) = 0,65;
- Alavanca ajustadora dianteira (L_{af}) = 0,18m;
- Alavanca ajustadora traseira (L_{ar}) = 0,15m;
- Raio do came S dianteiro (E_f) = 0,012m;
- Raio do came S traseiro (E_r) = 0,012m.

Segundo a figura 3.4, que ilustra um sistema de freio tipo came S, as forças de frenagem são geradas da seguinte maneira:

Figura 3.4: Esquema da Geração de Força de Frenagem.
Fonte: Poilto (2005)

$$T_1 = F_c L_a = A \cdot P_c \cdot L_a \quad (70)$$

Sendo:

F_c – Força no cilindro de freio;

L_a – Alavanca ajustadora;

A – Área do cilindro de freio;

P_c – Pressão no cilindro de freio.

O torque T_1 é aplicado às lonas através do came S, da força F e do raio E :

$$T_1 = F \cdot E + F \cdot E \quad (71)$$

Sendo:

F – Força no came S;

E – Raio do came S.

Substituindo (71) em (70):

$$F_c L_a = 2F \cdot E \rightarrow F = \frac{A \cdot P_c \cdot L_a}{2E} \quad (72)$$

Segundo Gillespie (1992), o fator de freio, de um sistema a tambor, quando a lona primária e também a secundária são pivotadas, é a soma do fator de freio de cada lona, assim:

$$C^* = \frac{F_{t1}}{F} + \frac{F_{t2}}{F} \Rightarrow F = \frac{F_{t1} + F_{t2}}{C^*} \quad (73)$$

Sendo:

C^* – Fator de freio;

F_{t1} – Força da lona primária contra o tambor;

F – Força que o came S exerce na lona;

F_{t2} – Força da lona secundária contra o tambor.

E substituindo (73) em (72):

$$F_{t1} + F_{t2} = \frac{C^* \cdot A \cdot Pc \cdot L_a}{2E} \quad (74)$$

O torque produzido pelo tambor na roda pode ser calculado através da seguinte equação:

$$T = F_t \frac{D_t}{2} + F_t \frac{D_t}{2} \Rightarrow T = (F_{t1} + F_{t2}) \frac{D_t}{2} \quad (75)$$

Sendo:

D_t – Diâmetro do tambor.

Substituindo a equação (74) em (75):

$$T = \frac{C^* \cdot A \cdot Pc \cdot L_a \cdot D_t}{4E} \quad (76)$$

A equação (76) mostra o torque que o tambor aplica na roda (figura 3.4 b); esse torque também é calculado por:

$$T = B \cdot R_{din} \quad (77)$$

Sendo:

B – Força de frenagem;

R_{din} – Raio dinâmico do pneu.

Finalmente, a força de frenagem é obtida substituindo (76) em (77) e multiplicando por 2, para se obter a força de frenagem no eixo que possui dois tambores, e também pela eficiência mecânica do sistema de freios (η).

$$B = \frac{P_c \cdot A \cdot C^* \cdot D_t \cdot L_a \cdot \eta}{2E \cdot R_{din}} \quad (78)$$

Assim, as forças de frenagem para o eixo dianteiro e traseiro podem ser calculadas substituindo valores para os dois eixos, identificados respectivamente por B_f e B_r . De posse das forças de frenagem dianteiras e traseiras, é possível calcular sua distribuição percentual nos eixos por:

$$\%eixodiant. = \frac{B_f}{B_t} \cdot 100$$

$$\%eixotras. = \frac{B_r}{B_t} \cdot 100$$

$$\text{Sendo: } B_t = B_f + B_r$$

Dando sequência, é possível calcular a desaceleração em função de g por:

$$desac / g = \left(\frac{B_t}{m \cdot \gamma_b} \right) \frac{1}{9,81} \quad (79)$$

Sendo:

m – Massa do veículo;

γ_b - Fator que considera a inércia dos elementos rotativos que podem atuar com acréscimo de inércia durante um processo de frenagem.

No caso desta análise, o γ_b tem valor igual a 1.

$$Wrd = \frac{\left[W \cdot a - \left(\frac{W}{g} \right) \left(\frac{B_t}{m \cdot \gamma_b} \right) h \right]}{l} \quad (80)$$

$$Wfd = W - Wrd$$

Sendo:

Wrd – Peso dinâmico do eixo traseiro;
Wfd – Peso dinâmico do eixo dianteiro;
W – Peso estático do veículo.

E finalmente:

$$\begin{aligned} muf &= \frac{B_f}{Wfd} \\ mur &= \frac{B_r}{Wrd} \end{aligned} \quad (81)$$

Sendo:

muf – Aderência entre pneu e pavimento do eixo dianteiro;
mur – Aderência entre pneu e pavimento do eixo traseiro.

Com estes dados, é possível analisar o desempenho do sistema de freios, conforme citado acima (figura 3.5).

Figura 3.5: Fronteiras das Aderências dos Eixos.
Fonte: Canale et al (2005)

O trabalho de Canale et al (2005) exhibe um estudo referente à NBR 14354, a qual foi baseada no anexo 10 da norma ECE R13; o autor define as razões para os limites impostos pela norma. A mesma metodologia é utilizada nesta análise. A NBR 14354 estabelece os requisitos complementares que garantem uma eficiência mínima de frenagem sob baixa aderência da pista.

A figura 3.5 mostra uma aplicação dos requisitos desta norma. As forças de frenagem são calculadas seguindo a equação (78). Esta equação considera a área da câmara do freio, o comprimento da alavanca ajustadora, o raio base do came S, o fator de freio, o raio do tambor, o raio dinâmico dos pneus e a eficiência mecânica do sistema. Com as forças calculadas, obtêm-se desaceleração com a massa do veículo e, em seguida, através da somatória das forças e torques nos contatos dos pneus com o pavimento, calcula-se as forças verticais ao solo nas rodas. A demanda de aderência durante a frenagem dos pneus do eixo dianteiro e traseiro pode ser obtida através da divisão das forças de frenagem pelas forças verticais dinâmicas em cada roda. Entre outros requisitos, a norma afirma que, se a curva da demanda de aderência do eixo dianteiro estiver sempre acima do eixo traseiro, com valores de 0,2 a 0,8 de desaceleração específica, a curva superior μ_f não deve ultrapassar a fronteira $(k = (z + 0,07)/0,86)$; sendo k a aderência e z a desaceleração específica. Estes requisitos apresentados representam o caso 1 da norma NBR 14354.

Se as curvas μ_f e μ_r se cruzarem antes da desaceleração específica de 0,8, elas devem se situar entre as fronteiras $(k = z + 0,08)$, $(k = (z - 0,02)/0,74)$ e $(k = z - 0,08)$. Portanto, se isto for realidade, o veículo atende a norma segundo o caso 2. As fronteiras do caso 1 e 2 podem ser vistas graficamente na figura 3.5.

Como dito anteriormente, o travamento das rodas sempre deve ser evitado para se garantir a dirigibilidade e a estabilidade numa frenagem. Caso o travamento das rodas seja iminente, a seqüência de travamento ideal sempre vai começar pelo eixo dianteiro, pois quando o eixo traseiro trava o movimento de instabilidade é mais grave em termos de acidentes.

Para calcular a distância de parada do veículo, a equação (48) é utilizada:

$$ST = S_1 + S_2 + S_3 = V_1 \cdot \left(t_r + t_a + \frac{t_b}{2} \right) + \frac{V_0^2}{2 \cdot a_{\max}} - \frac{a_{\max} \cdot t_b^2}{24} \quad (48)$$

Os tempos t_r , t_a e t_b foram estimados segundo o trabalho de Polito (2005), e assumem 0,4, 0,2 e 0,3 segundos, respectivamente. Para saber se o veículo atende a norma segundo a distância de parada (ST) e desaceleração

(g), os valores máximos e mínimos devem ser retirados da própria norma, de acordo com a categoria do veículo.

Para o veículo genérico, a categoria adequada na norma é a N3, pois esta abrange veículos de carga com peso bruto total maior que 12 toneladas. O teste de frenagem, para esta categoria, deve ser realizado a 60km/h e a máxima distância de parada, em metros, deve ser calculada como:

$$ST = 0,15.V + \frac{V^2}{130} \quad (82)$$

Substituindo o valor da velocidade para o veículo genérico, esta distância pode ser no máximo 36,7m. A desaceleração mínima exigida para esta categoria é de 5,0g.

3.2.2 – Configurações Abordadas

De forma análoga à metodologia adotada em estabilidade, foram considerados veículos exemplos na parte de frenagem. Partindo do veículo genérico estudado em estabilidade direcional, foram elaboradas configurações que seguem as diretrizes da norma para freios.

Segundo o conceito de eficiência da frenagem, os piores desempenhos não necessariamente ocorrem quando o veículo está totalmente carregado, e sim quando este registra a mais baixa eficiência. O valor da eficiência de frenagem não é influenciado pelo peso máximo carregado pelo veículo, e sim pelo seu carregamento proporcional, ou seja, pela proporção entre o peso em cada roda e a força de frenagem nesta roda. Portanto, a mais baixa eficiência pode ocorrer quando o veículo está carregado com cargas intermediárias. Embora isto seja realidade, as normas de freios exigem os testes de pista nas condições totalmente carregado e vazio, ou seja, para que o veículo seja homologado ele deve ser testado quanto à frenagem apenas nestas condições.

Desta forma, esta metodologia segue o mesmo princípio, assim, os veículos exemplos utilizados na frenagem partem do veículo genérico nas condições carregado e vazio, com o sistema de levantamento de eixos acionado e não acionado. Os casos são:

- **Caso 1b** → Veículo vazio com dimensões e pesos idênticos ao veículo genérico com equipamento instalado, “furgão sobre chassis”; com todos os pneus em contato com o solo.
- **Caso 2b** → Veículo vazio com dimensões e pesos idênticos ao veículo genérico com o equipamento genérico instalado; terceiro eixo suspenso.
- **Caso 3b** → Veículo totalmente carregado com dimensões idênticas ao veículo genérico; carregado com peso máximo permitido pela lei da balança; com todos os pneus em contato com o solo.
- **Caso 4b** → Veículo carregado, na configuração 4x2, com dimensões idênticas ao veículo genérico; carregado com peso máximo permitido pela lei da balança; terceiro eixo suspenso.

Os dados que diferem basicamente os modelos são referentes a peso e dimensões e, é claro, o número de pneus em contato com o solo. O peso do veículo vazio com equipamento instalado é fornecido pelo veículo e equipamento genéricos somados, conforme citado anteriormente, assim como os dados complementares.

A dimensão que se altera é a distância entre-eixos. Quando os dois eixos traseiros estão em contato com o solo, a distância entre-eixos é medida do eixo dianteiro ao centro do tandem traseiro. Quando o terceiro eixo está suspenso, esta medida é reduzida do eixo dianteiro ao primeiro eixo do tandem. No capítulo seguinte, os resultados para cada modelo são apresentados juntamente com as tabelas iniciais dos dados de entrada.

4 – RESULTADOS

Este capítulo apresenta e analisa os resultados da simulação dos veículos exemplos, partindo do veículo genérico com os dados fornecidos no capítulo anterior. Os cinco casos referentes à estabilidade direcional, juntamente com os quatro casos de frenagem, tiveram seus dados introduzidos na planilha de estudo, o que torna possível a comparação, com o objetivo de estudar a influência do sistema de levantamento dos eixos. Para facilitar o entendimento, cada configuração é estudada separadamente; primeiramente os casos de estabilidade são evidenciados e em seguida os casos de frenagem. Isto pode ser visto claramente com a subdivisão deste capítulo.

4.1 – Estabilidade Direcional

Inicialmente os exemplos são definidos com suas variáveis em relação ao veículo genérico; uma tabela com os dados utilizados para o início dos cálculos vem na sequência e, em seguida, os gráficos resultantes das equações explicadas na metodologia. Cada caso tem uma análise exclusiva neste capítulo, com a apresentação dos gráficos. Uma conclusão generalizada pode ser encontrada no capítulo seguinte, em conclusões.

4.1.1 – Caso 1 – Estabilidade direcional

Veículo vazio com dimensões e pesos idênticos ao veículo genérico sem equipamento instalado, sem “furgão sobre chassis”; com todos os pneus em

contato com o solo. Os dados iniciais estão disponíveis na tabela 4. Como dito anteriormente, o equacionamento pode ser encontrado na metodologia.

Tabela 4: Dados Iniciais do Caso 1.

Peso do veículo (W) =	6400kgf
Aceleração da gravidade (g) =	9,8m/s ²
Massa (m) =	6400kg
Bitola (d) =	1880mm
Distância c.g. eixo dianteiro (a) =	3071,25mm
Altura do c.g. acima do solo (h) =	900mm
Rigidez molas eixo dianteiro (k_f) =	610094,30N/m
Rigidez molas eixo traseiro (k_r) =	67314,86N/m
Pressão interna pneus eixo dianteiro (p_f) =	620 Kpa
Pressão interna pneus eixo traseiro (p_r) =	620Kpa
Largura da banda rodagem do pneu dianteiro (w_f) =	254mm
Largura da banda rodagem do pneu traseiro (w_r) =	254mm
Distancia entre eixos (l) =	5850mm
Raio de giração (l_i) (ft) =	2500mm
Velocidade final da simulação (V) =	100km/h
Número de pneus no eixo dianteiro n_f =	2
Número de pneus no eixo traseiro n_r =	8
Raio da curva (R)	30,48m
Diâmetro pneus dianteiros (D_f)	1016mm
Diâmetro pneus traseiros (D_r)	1016mm

A partir dos dados iniciais, pode-se obter os gráficos para a análise, tais como o da variação da rigidez lateral dos pneus em função da velocidade, (Figura 4.1).

Figura 4.1: Variação da Rigidez Lateral dos Pneus em Função da Velocidade para o Caso1.

A legenda da figura 4.1 identifica os valores de rigidez lateral dos pneus com a letra N e índice de acordo com cada roda do veículo, segundo a metodologia adotada neste estudo. Os índices 3 e 4 indicam, se todos os pneus traseiros estiverem em contato com o solo, a soma das suas propriedades. Caso o terceiro eixo esteja elevado, N3 e N4 indicam a soma das propriedades apenas dos pneus em contato com o solo.

A rigidez lateral dos pneus muda de acordo com as não linearidades consideradas no modelo matemático introduzido por Smiley e Horne (1960), que considera a força normal sobre o pneu, sua largura, seu diâmetro, sua pressão de enchimento e sua deflexão vertical.

Outro gráfico de interesse é o da variação do peso dinâmico nas rodas em função da velocidade. (Figura 4.2.)

Figura 4.2: Variação do Peso nas Rodas em Função da Velocidade para o Caso 1

Neste caso, o veículo tem seu peso estático distribuído proporcionalmente nos eixos dianteiros e traseiros. No momento em que ocorre a perda de contato entre pneu e pavimento, as duas rodas internas à curva têm a mesma força normal, ou seja, os dois pneus internos perdem contato ao mesmo tempo. Na prática, isto faz com que este veículo tenha seu eixo de rolamento, durante uma manobra de curva, paralelo ao solo, neutralizando a influência deste eixo no gradiente de esterçamento. Esta característica simplifica o cálculo da margem de estabilidade e faz com que o veículo se

comporte de forma mais equilibrada durante a realização de movimentos curvilíneos.

Uma outra análise de interesse é relativa ao ganho de velocidade de guinada. Este gráfico (figura 4.3) ilustra o comportamento do veículo em resposta ao comando efetuado pelo motorista no volante. Para este caso, o gráfico tem a curva usualmente obtida pelos projetistas veiculares. À medida que a velocidade aumenta o veículo responde mais rápido aos comandos e quando sua estabilidade vai diminuindo, sua resposta de velocidade de guinada tende a zero.

Figura 4.3: Variação da Velocidade de Guinada em Função da Velocidade para o Caso 1.

Conforme apresentado na revisão da literatura, a margem de estabilidade é uma propriedade extremamente importante no que se diz respeito à estabilidade direcional. Desta forma, fica evidente a relevância da figura 4.4, que ilustra a variação da margem de estabilidade em função da velocidade.

Este caso tem a margem de estabilidade sempre positiva e crescente conforme a velocidade aumenta. Esta característica é muito importante no que diz respeito à estabilidade do veículo, pois é a margem de estabilidade estática a responsável pela estabilidade direcional em altas velocidades. Para um veículo comercial, a margem de estabilidade deste caso é ideal, pois sua curva

está próxima do objetivo normalmente estabelecido pelos projetistas ligados à área.

Figura 4.4: Variação da Margem de Estabilidade em Função da Velocidade para o Caso 1.

Igualmente importante, quando se trata da estabilidade de um veículo, é a derivada N_r que, segundo Segel (1956), é a principal responsável pela perda de estabilidade com o aumento da velocidade. Esta é a derivada que influi diretamente no fator de amortecimento dos pneus. Seu gráfico pode ser visto na figura 4.5.

O fator de amortecimento dos pneus tem em sua fórmula a velocidade no denominador como pode ser visto na equação 43, reproduzida a seguir:

$$2\zeta\omega_n = \frac{m(a^2C_{\alpha f} + b^2C_{\alpha r}) + mk^2(C_{\alpha f} + C_{\alpha r})}{m^2k^2V}$$

Desta forma, o fator de amortecimento sempre diminui com a velocidade. Ele influencia no comportamento transitório do veículo e, portanto, sua curva não deve sofrer mudanças abruptas. Neste estudo, o fator de amortecimento calculado é apresentado quando compreendido entre valores de 0 a 1, região onde o comportamento transitório é subamortecido.

Para este caso, o veículo tem fator de amortecimento caindo em intervalos de velocidades grandes tornando sua dirigibilidade previsível e adequada do ponto de vista dos projetistas.

Figura 4.5: Variação do Fator de Amortecimento dos Pneus em Função da Velocidade para o Caso 1.

As figuras 4.1, 4.2, 4.3, 4.4, e 4.5 resultam num gráfico chamado de “lugar das raízes”; é o gráfico que ilustra o polinômio característico citado na metodologia; ele pode ser visto na figura 4.6. O polinômio característico estuda a estabilidade do veículo como um todo, analisando juntamente estabilidade estática e dinâmica.

Figura 4.6: Lugar das Raízes para o Caso 1.

Na metodologia, foi visto que as raízes do polinômio característico podem ser da forma real ou complexa. Quando a raiz for real e a parte real tiver sinal negativo, o veículo é estável; se tiver sinal positivo, o veículo é instável e quando for igual a zero, indiferente.

Se a parte imaginária, para uma raiz complexa, for zero, a resposta dinâmica do sistema é exponencial amortecida, ou seja, sobreamortecida.

Quando a raiz é um par complexo, a resposta dinâmica do veículo é oscilatória (subamortecida) e seus valores determinam a frequência natural amortecida ω_a e o fator de amortecimento ζ ; este comportamento pode ser visualizado melhor através do gráfico da figura 4.6.

Até a velocidade de 6 km/h na figura 4.6, o comportamento dinâmico do veículo é sobreamortecido, ou seja, após o distúrbio ele retorna diretamente a condição de movimento anterior sem oscilar em torno dela. Este comportamento ocorre normalmente, pois o fator de amortecimento do sistema em baixas velocidades é alto.

Após 6 km/h, seu comportamento dinâmico é subamortecido, fazendo com que o veículo retorne, oscilando em torno da condição inicial após o término da perturbação.

A simulação cobre uma faixa de velocidade de 0 a 100 km/h, o que é razoável, pois as velocidades máximas permitidas por lei para veículos comerciais no Brasil podem chegar até 90 km/h.

Esta análise, do ponto de vista teórico, é válida quando todos os pneus mantêm contato com o solo. Desta forma, a linha vermelha marcando o ponto de rompimento deste contato (65 km/h), em todos os gráficos resultantes, representa o limite de validade desta análise.

Na figura 4.7, Pacejka (2002) ilustra a variação da rigidez lateral do pneu para superfícies secas e molhadas, ou seja, para diferentes coeficientes de aderência entre pneus e pavimento. Deste gráfico pode-se concluir que, para valores pequenos de ângulo de deriva do pneu, o comportamento do veículo não se altera muito em rodovias secas ou molhadas. Mas, para ângulos de deriva maiores, os valores da rigidez lateral muda significativamente com a presença de água no pavimento.

Figura 4.7: Variação da rigidez lateral do pneu para rodovias secas e molhadas
Fonte: Pacejka (2002)

Portanto, esta análise se torna importante também posteriormente à marca de perda do contato entre pneu e solo, do ponto de vista didático. Quando o coeficiente de atrito é baixo, por exemplo, quando o pavimento tem presença de água, o gráfico do lugar das raízes tem seu formato parecido com o mesmo gráfico para coeficiente de aderência alto, para baixas velocidades; mas a curva tende a cruzar a linha zero anteriormente. A perda da estabilidade direcional pode acontecer antes da perda de contato do pneu. Assim, a análise das curvas, mesmo após a perda do contato com o solo, pode trazer informações importantes sobre o comportamento do veículo em pista com baixa aderência.

Quando a linha do lugar das raízes cruza o eixo das abscissas, ocorre a perda da estabilidade do veículo. Esta perda ocorre em função do fator de amortecimento e da margem de estabilidade. Isto acontece porque em baixas velocidades o fator de amortecimento é o principal responsável pela estabilidade direcional. E, à medida que a velocidade aumenta, a margem de estabilidade estática se torna o principal agente de estabilização do veículo.

Nota-se que a figura 4.4 mostra a margem de estabilidade sempre positiva e crescente conforme a velocidade aumenta, já o fator de amortecimento (figura 4.5), cai bastante com o aumento da velocidade.

Dixon (1996) afirma que a margem de estabilidade deve ser ligeiramente positiva e crescer com a velocidade, dado que o fator de amortecimento é inversamente proporcional à velocidade e, desta forma, este caso 1 tem seu desempenho dentro das expectativas de projeto, atendendo aos requisitos normalmente impostos por normas e especialistas ligados à área.

4.1.2 – Caso 2 – Estabilidade direcional

Veículo vazio com dimensões e pesos idênticos ao veículo genérico com o equipamento genérico instalado; com todos os pneus em contato com o solo.

Assim como o caso 1 os gráficos do caso 2 seguem o mesmo princípio. Isto pode ser visto na figuras 4.8, 4.9, 4.10, 4.11, 4.12 e 4.13. Os dados iniciais podem ser vistos na tabela 5.

Tabela 5: Dados Iniciais do Caso 2.

Peso do veículo (W) =	8900kgf
Aceleração da gravidade (g) =	9,8m/s ²
Massa (m) =	8900kg
Bitola (d) =	1880mm
Distância c.g. eixo dianteiro (a) =	3870mm
Altura do c.g. acima do solo (h) =	1000mm
Rigidez molas eixo dianteiro (k_f) =	610094,30N/m
Rigidez molas eixo traseiro (k_r) =	67314,86N/m
Pressão interna pneus eixo dianteiro (p_f) =	90,00psi
Pressão interna pneus eixo traseiro (p_r) =	90,00psi
Largura da banda rodagem do pneu dianteiro (w_f) =	10,00in
Largura da banda rodagem do pneu traseiro (w_r) =	10,00in
Distancia entre eixos (l) =	5850mm
Raio de giração (li) (ft) =	2500mm
Velocidade final da simulação (V) =	100km/h
Número de pneus no eixo dianteiro nf =	2
Número de pneus no eixo traseiro nr =	8
Raio da curva (R)	30,48m
Diâmetro pneus dianteiros (D_f)	1016mm
Diâmetro pneus traseiros (D_r)	1016mm

O gráfico 4.8 ilustra a variação da rigidez lateral em função da velocidade. Como este caso tem seu peso total aumentado com a instalação do equipamento genérico, a rigidez lateral dos pneus se altera em relação ao caso anterior; dado ao fato de que a força normal sobre o pneu é o principal fator influenciador na sua rigidez lateral neste estudo.

Figura 4.8: Variação da Rigidez Lateral dos Pneus em Função da Velocidade para o Caso2

A figura 4.9 ilustra a variação do peso nas rodas devido à transferência de carga lateral. A adição de peso sobre o chassi na parte traseira do veículo faz com que este caso não tenha uma distribuição uniformizada de peso como o caso anterior. O primeiro pneu a perder o contato com o solo é o dianteiro interno à curva, tornando o eixo de rolamento do veículo inclinado para frente; influenciando, desta maneira, de forma pouco mais sobreesterçante no gradiente de esterçamento.

Figura 4.9: Variação do Peso nas Rodas em Função da Velocidade para o Caso 2

O gráfico da figura 4.10 ilustra o ganho de guinada deste veículo. Para este caso, a velocidade de guinada age de forma parecida com o caso anterior. O ponto onde a resposta de guinada é zero, identifica um aumento abrupto da margem de estabilidade estática e torna o veículo lento em resposta aos comandos efetuados pelo motorista, diminuindo sua dirigibilidade.

Figura 4.10: Variação da Velocidade de Guinada em Função da Velocidade para o Caso 2.

A margem de estabilidade estática deste caso é ilustrada na figura 4.11. Em relação ao caso anterior este caso também tem margem de estabilidade positiva e crescente com a velocidade, mas seu valor é ligeiramente menor e o momento onde a margem de estabilidade cresce de maneira rápida ou abrupta ocorre anteriormente ao caso 1. Pequenas mudanças de valores na margem de estabilidade de um veículo mudam significativamente o comportamento dinâmico do veículo na pista. Quando a margem de estabilidade assume valores positivos altos, os comandos do veículo se tornam demorados em sua resposta, como já visto no gráfico 4.10. Sendo assim, esta região de crescimento abrupto é crítica em termos de dirigibilidade, mas o veículo ainda é considerado estável, devido à existência do fator de amortecimento; ilustrado na figura 4.12.

Figura 4.11: Variação da Margem de Estabilidade em Função da Velocidade para o Caso 2.

Figura 4.12: Variação do Fator de Amortecimento dos Pneus em Função da Velocidade para o Caso 2.

O fator de amortecimento deste caso tem a curva com uma queda ligeiramente mais inclinada do que a do caso anterior; neste caso ele cai à zero. Este ponto, com fator de amortecimento zero, caracteriza a inversão de movimentos transitórios amortecidos para amplificados, ou seja, este veículo com velocidades maiores do que quando ζ é zero, é totalmente instável.

O gráfico da figura 4.13 ilustra o lugar das raízes (polinômio característico) deste caso. Este caso 2 possui características parecidas com o veículo do caso 1. Acima da velocidade em que a curva cruza a linha zero para abscissas, qualquer distúrbio poderá fazer com que o veículo tenha seus movimentos amplificados e sua trajetória poderá divergir ao longo da rodovia.

Outra observação válida é que o veículo passa de regime sobreamortecido para subamortecido na velocidade de 4km/h.

Figura 4.13: Lugar das Raízes para o Caso 2.

4.1.3 – Caso 3 – Estabilidade direcional

Veículo vazio com o equipamento instalado considerando as mudanças de peso e dimensão geradas pelo sistema de levantamento de eixos. Terceiro eixo suspenso. Os dados iniciais estão representados pela tabela 6.

Tabela 6: Dados Iniciais para o Caso 3.

Peso do veículo (W) =	8900kgf
Aceleração da gravidade (g) =	9,8m/s ²
Massa (m) =	8900kg
Bitola (d) =	1880mm
Distância c.g. eixo dianteiro (a) =	3631mm
Altura do c.g. acima do solo (h) =	1000mm
Rigidez molas eixo dianteiro (k_f) =	610094,30N/m
Rigidez molas eixo traseiro (k_r) =	67314,86N/m
Pressão interna pneus eixo dianteiro (p_f) =	90,00psi
Pressão interna pneus eixo traseiro (p_r) =	90,00psi
Largura da banda rodagem do pneu dianteiro (w_f) =	10,00in
Largura da banda rodagem do pneu traseiro (w_r) =	10,00in
Distancia entre eixos (l) =	5170mm
Raio de giração (l_i) (ft) =	2500mm
Velocidade final da simulação (V) =	100km/h
Número de pneus no eixo dianteiro n_f =	2
Número de pneus no eixo traseiro n_r =	4
Raio da curva (R)	30,48m
Diâmetro pneus dianteiros (D_f)	1016mm
Diâmetro pneus traseiros (D_r)	1016mm

A figura 4.14 ilustra a variação da rigidez lateral dos pneus em função da velocidade.

Figura 4.14: Variação da Rigidez Lateral dos Pneus em Função da Velocidade para o Caso 3.

A figura 4.15 ilustra a variação do peso dinâmico com a velocidade. Este caso tem o comportamento dos pesos nas rodas parecido com o caso 2. O primeiro pneu a perder contato com a rodovia é o dianteiro interno à curva; isto

faz com que o eixo de rolamento seja inclinado para frente influenciando, de maneira análoga ao caso 2, no gradiente de esterçamento pouco mais sobreesterçante. A perda de contato ocorre na velocidade de 47 km/h enquanto que no caso 2 ocorre em 52 km/h. Se tratando de veículos com os mesmos pesos e configurações, se diferenciando apenas no terceiro eixo elevado, esta diferença de velocidades é resultado da mudança na distância entre-eixos e consequentemente da redistribuição de peso nos eixos.

O fato deste caso perder contato entre pneu e pavimento numa velocidade mais baixa, pode caracterizar uma velocidade de tombamento também mais baixa e consequentemente num veículo mais propenso a causar acidentes, comparando este caso com o caso 2; similar a este com o sistema de levantamento de eixos não acionado.

Figura 4.15: Variação do Peso nas Rodas em Função da Velocidade para o Caso 3.

O gráfico da figura 4.16 ilustra o ganho de velocidade de guinada. Comparando este caso com o caso 2, a velocidade de guinada perde intensidade mais rapidamente e o ponto de velocidade de guinada zero ocorre anteriormente ao caso 1 e 2. De forma análoga ao caso 2, este ponto caracteriza respostas lentas aos comandos efetuados pelo motorista e um crescimento abrupto da margem de estabilidade.

Figura 4.16: Variação da Velocidade de Guinada em Função da Velocidade para o Caso 3.

A margem de estabilidade (figura 4.17) tem seu valor negativo em baixas velocidades neste caso, e passa a ser positiva apenas em 33 km/h de velocidade. Isto faz com que o veículo tenha comportamento mais rápido em termos de resposta aos comandos efetuados pelo motorista.

O gráfico anterior (figura 4.16) mostra o ganho de velocidade de guinada pouco mais expressivo, comprovando este comportamento. Neste caso o motorista precisa ser mais habilidoso ao efetuar um comando no volante.

O crescimento abrupto da margem de estabilidade ocorre em velocidades mais baixas que as anteriores; tornando o veículo lento nas respostas aos comandos, em velocidades próximas a esta.

Figura 4.17: Variação da Margem de Estabilidade em Função da Velocidade para o Caso 3.

A figura 4.18 ilustra o fator de amortecimento. Neste caso, o fator de amortecimento sofre uma queda brusca em um intervalo de velocidades pequeno. Esta queda brusca muda rapidamente as características dos movimentos transitórios, fazendo com que o veículo tenha comportamentos diferentes em intervalos de velocidades pequenos. Este tipo de comportamento prejudica a dirigibilidade e pode aumentar a probabilidade de ocorrência de acidentes, uma vez que o motorista precisa estar mais atento às mudanças de comportamento do veículo.

Figura 4.18: Variação do Fator de Amortecimento dos Pneus em Função da Velocidade para o Caso 3.

O gráfico do polinômio característico (figura 4.19) ilustra algumas observações importantes. Apesar deste caso ter margem de estabilidade estática negativa em baixas velocidades, o veículo é estável dinamicamente.

Até a velocidade de 34 km/h o comportamento transitório do veículo é sobreamortecido e rapidamente ele passa a ter seus movimentos subamortecidos a partir desta velocidade. A partir da velocidade em que a curva cruza a linha zero, qualquer distúrbio pode fazer com que o veículo tenha seus movimentos divergentes ao invés de amortecidos.

Figura 4.19: Lugar das Raízes para o Caso 3.

Este caso tem as mesmas características do caso 2, diferenciando apenas no terceiro eixo elevado; mas em compensação, as diferenças de comportamento referente à estabilidade direcional são claras e evidentes.

4.1.4 – Caso 4 – Estabilidade direcional

Veículo carregado com o peso máximo permitido pela lei da balança. Com todos os pneus em contato com o solo.

A legislação brasileira exige um limite máximo de peso para veículos comerciais de acordo com sua categoria, no exemplo do veículo genérico o peso máximo no eixo dianteiro é 6 toneladas e 17 toneladas para o eixo traseiro, quando todos os pneus estão em contato com o solo. Este trabalho

aborda apenas casos de veículos exemplos que atendem as leis vigentes no país. Os dados iniciais seguem na tabela 7, as figuras 4.20, 4.21, 4.22, 4.23, 4.24 e 4.25 mostram os gráficos resultantes da análise deste veículo exemplo.

Tabela 7: Dados Iniciais para o Caso 4.

Peso do veículo (W) =	23000kgf
Aceleração da gravidade (g) =	9,8m/s ²
Massa (m) =	23000kg
Bitola (d) =	1880mm
Distância c.g. eixo dianteiro (a) =	4331mm
Altura do c.g. acima do solo (h) =	1500mm
Rigidez molas eixo dianteiro (k_f) =	610094,30N/m
Rigidez molas eixo traseiro (k_r) =	67314,86N/m
Pressão interna pneus eixo dianteiro (p_f) =	90,00psi
Pressão interna pneus eixo traseiro (p_r) =	90,00psi
Largura da banda rodagem do pneu dianteiro (w_f) =	10,00in
Largura da banda rodagem do pneu traseiro (w_r) =	10,00in
Distancia entre eixos (l) =	5850mm
Raio de giração (li) (ft) =	2500mm
Velocidade final da simulação (V) =	100km/h
Número de pneus no eixo dianteiro n_f =	2
Número de pneus no eixo traseiro n_r =	8
Raio da curva (R) =	30,48m
Diâmetro pneus dianteiros (D_f) =	1016mm
Diâmetro pneus traseiros (D_r) =	1016mm

A figura 4.20 ilustra a variação da rigidez lateral dos pneus em função da velocidade. A rigidez lateral se altera de forma significativa em relação aos casos anteriores devido ao peso maior do veículo.

Figura 4.20: Variação da Rigidez Lateral dos Pneus em Função da Velocidade para o Caso 4.

A perda de contato entre pneu e rodovia ocorre aos 37 km/h (figura 4.21). Esta perda de contato em velocidade baixa se dá, principalmente, pelo fato do veículo estar carregado e consequentemente seu centro de gravidade estar mais elevado em relação ao solo. O primeiro pneu a perder o contato é o dianteiro interno à curva, e novamente este fato contribui para um veículo pouco mais sobreesterçante.

Figura 4.21: Variação do Peso nas Rodas em Função da Velocidade para o Caso 4.

Na figura 4.22 o ganho de velocidade de guinada ilustra o comportamento de resposta aos comandos efetuados pelo motorista. Neste caso o veículo perde sua capacidade de resposta rapidamente. Este fato pode tornar este veículo de difícil dirigibilidade, exigindo habilidades do motorista.

A margem de estabilidade (figura 4.23) é sempre positiva, porém ela cresce abruptamente por volta de 35 km/h. Analogamente aos casos anteriores, esta região identifica uma diminuição nas respostas aos comandos com possíveis problemas de dirigibilidade associados.

Figura 4.22: Variação da Velocidade de Guinada em Função da Velocidade para o Caso 4.

Figura 4.23: Variação da Margem de Estabilidade em Função da Velocidade para o Caso 4.

A figura 4.24 ilustra o fator de amortecimento. Neste caso, o fator de amortecimento dos pneus cai bruscamente com a velocidade. Comparando com o caso 3, esta queda também ocorre em velocidades mais baixas e o veículo sofre mudanças em seu comportamento transitório e em intervalos de velocidades pequenos. Este fato torna difícil a dirigibilidade, pois suas mudanças de comportamento ocorrem em velocidades baixas e rapidamente.

Figura 4.24: Variação do Fator de Amortecimento dos Pneus em Função da Velocidade para o Caso 4

O gráfico do lugar das raízes (figura 4.25) ilustra a perda de estabilidade na velocidade em que a curva cruza a linha zero.

A perda da estabilidade ocorre próxima do ponto de rompimento do contato entre pneu e pavimento. Lembrando que pode haver diferentes coeficientes de atrito entre pneu e solo, se o coeficiente for um pouco mais baixo que 0,8 (usado neste estudo), a perda de estabilidade pode ocorrer antes do momento da perda de contato do pneu, podendo causar acidentes.

Este caso tem seu desempenho na estabilidade bastante limitado devido à influência do peso na rigidez lateral dos pneus. A margem de estabilidade, figura 4.23, é sempre positiva até o momento da perda da estabilidade, mas seu valor é crescente com a velocidade de forma mais acentuada do que a ideal.

Figura 4.25: Lugar das Raízes para o Caso 4.

4.1.5 – Caso 5 – Estabilidade direcional

Veículo carregado com o peso máximo permitido pela lei da balança considerando as mudanças de peso e dimensão geradas pelo sistema de levantamento de eixos; terceiro eixo suspenso.

Tabela 8: Dados Iniciais para o Caso 5

Peso do veículo (W) =	16000kgf
Aceleração da gravidade (g) =	9,8m/s ²
Massa (m) =	16000kg
Bitola (d) =	1880mm
Distância c.g. eixo dianteiro (a) =	3231mm
Altura do c.g. acima do solo (h) =	1250mm
Rigidez molas eixo dianteiro (k_f) =	610094,30N/m
Rigidez molas eixo traseiro (k_r) =	67314,86N/m
Pressão interna pneus eixo dianteiro (p_f) =	90,00psi
Pressão interna pneus eixo traseiro (p_r) =	90,00psi
Largura da banda rodagem do pneu dianteiro (w_f) =	10,00in
Largura da banda rodagem do pneu traseiro (w_r) =	10,00in
Distância entre eixos (l) =	5170mm
Raio de giração (l_i) (ft) =	2500mm
Velocidade final da simulação (V) =	100km/h
Número de pneus no eixo dianteiro n_f =	2
Número de pneus no eixo traseiro n_r =	4
Raio da curva (R)	30,48m
Diâmetro pneus dianteiros (D_f)	1016mm
Diâmetro pneus traseiros (D_r)	1016mm

Este caso aborda uma possível realidade nas estradas nacionais. De acordo com Reis (1996), a densidade média das cargas transportadas diminui com o desenvolvimento tecnológico de um país. E considerando cargas com baixa densidade é possível diversas configurações de pesos estáticos nos eixos de veículos comerciais, desde que não excedam os pesos máximos estipulados pela lei. Desta forma, o caso 5 aborda um veículo com peso total máximo estipulado pela lei para apenas um eixo traseiro, ou seja, o veículo genérico com o terceiro eixo elevado e carregado conforme as leis de um veículo 4x2.

A rigidez lateral dos pneus pode ser visualizada na figura 4.26. Da mesma forma que o caso 4, a influência do peso na rigidez lateral dos pneus altera o suas curvas.

Figura 4.26: Variação da Rigidez Lateral dos Pneus em Função da Velocidade para o Caso 5.

O peso nas rodas é ilustrado na figura 4.27. O primeiro pneu que interrompe o contato com a rodovia é o dianteiro interno à curva e, analogamente aos casos anteriores, este fato tem uma tendência pouco mais sobreesterçante. A velocidade de perda do contato é de 48 km/h.

Figura 4.27: Variação do Peso nas Rodas em Função da Velocidade para o Caso 5

O ganho de velocidade de guinada (figura 4.28) tem uma curva semelhante ao caso 4. Esta curva pode representar problemas de dirigibilidade, exigindo habilidades do motorista e tendo uma mudança de comportamento em intervalos pequenos de velocidade.

Figura 4.28: Variação da Velocidade de Guinada em Função da Velocidade para o Caso 5.

Analogamente ao caso 4, este caso possui margem de estabilidade (figura 4.29) positiva e crescente em baixas velocidades. Isto pode ocasionar problemas no tempo de resposta aos comandos, prejudicando a dirigibilidade.

Figura 4.29: Variação da Margem de Estabilidade em Função da Velocidade para o Caso 5.

O fator de amortecimento (figura 4.30) cai bruscamente, mudando o comportamento transitório do veículo em intervalos pequenos de velocidade.

Figura 4.30: Variação do Fator de Amortecimento dos Pneus em Função da Velocidade para o Caso 5.

O gráfico do lugar das raízes (figura 4.31) apresenta a perda da estabilidade na velocidade de cruzamento da curva com a linha zero. A perda da estabilidade ocorre próxima da perda de contato do pneu; se o coeficiente de atrito for baixo a perda da estabilidade pode ocorrer antes da perda de contato, podendo causar acidentes.

Figura 4.31: Lugar das Raízes para o Caso 5

Da mesma forma que o Caso 4, este veículo exemplo tem seu desempenho limitado. A margem de estabilidade, figura 4.29, é sempre positiva até o momento de perda da estabilidade, mas seu valor é crescente com a velocidade de forma mais acentuada do que a ideal. Analogamente ao exemplo anterior, este caso 5 pode apresentar problemas de dirigibilidade. O fator de amortecimento cai bruscamente assim que o veículo começa a se movimentar, e em intervalos pequenos de velocidade, mudando o comportamento transitório do veículo rapidamente. Este veículo foge das expectativas de desempenho normalmente recomendadas por projetistas ligados à área.

4.2 – Frenagem

Os veículos comerciais das categorias N, M e O, conforme as leis vigentes no país, devem satisfazer os requisitos incluídos na Norma NBR 14354. Esta norma estipula que a aderência utilizada pelo eixo dianteiro com a desaceleração aumentando seja sempre maior que a do eixo traseiro até o valor de 0,8; caso contrário, restrições devem ser observadas. Estes requisitos devem também ser atendidos quando eixos do veículo são elevados.

4.2.1 - Caso 1b – Frenagem

Veículo vazio com dimensões e pesos idênticos ao veículo genérico com equipamento instalado, “furgão sobre chassis”; com todos os pneus em contato com o solo.

Este caso considera a primeira exigência da norma, que exige o teste de frenagem para o veículo vazio. Os dados de entrada são representados na tabela 9.

Tabela 9: Dados de entrada para o Caso 1b.

Massa do veículo	8900kg
Peso estatico eixo diant.	3006kg
Peso estatico eixo tras.	5894kg
Dist. Entre eixos	5,85m
Dist. Cg eixo diant	3,87m
Dist. Cg eixo tras	1,97m
Area cilindro diant	0,013m ²
Area cilindro tras	0,015m ²
Raio tambor diant	0,19m
Raio tambor tras	0,19m
Fator freio diant	1,56
Fator freio tras	1,56
Raio de rolagem diant	0,51m
Raio de rolagem tras	0,51m
gamab	1
Efic freio diant	0,65
Efic freio tras	0,65
Alavanca ajustadora diant	0,18m
Alavanca ajustadora tras	0,15m
Raio do S came diant	0,012m
Raio do S came tras	0,012m
Altura do cg	1,0m
Pressao pre operativo eixo tras	0
Numero_pistoes_eixo_diant	2
Numero_freios_eixo_diant	2
Numero_freios_eixo_tras	4

A figura 4.32 mostra que o pedal de freio é inadequadamente sensível podendo trazer dificuldades ao condutor no controle do veículo durante uma frenagem de emergência. Modificações no sistema de freios para se resolver este problema com o veículo em peso operacional poderá comprometer o desempenho do veículo com peso total máximo. Uma válvula sensível à carga (LSV) para o controle da pressão do eixo traseiro do veículo vazio é indicada. A curva ideal de desaceleração por pressão no sistema é proporcional, conforme ilustrado na figura 4.32; deste modo, o motorista aproveitaria todo o curso do

pedal de freio que responderia proporcionalmente com a desaceleração do veículo.

Figura 4.32: Desaceleração em Função da Pressão para o Caso 1b.

A figura 4.33 mostra que a demanda de aderência atende aos requisitos da NBR 14354, ela mostra também que o veículo freando em uma pista com aderência de 0,8 terá eficiência de 85%, e que freando em pista de baixa aderência (0,4), terá eficiência de 94%. Eficiências elevadas levam o veículo a ter baixa probabilidade de sofrer um acidente, como visto na revisão da literatura. O gráfico desta figura mostra uma inversão em baixa aderência com maior demanda para o eixo traseiro. Isto pode trazer instabilidade durante a frenagem em pista molhada.

Limites estabelecidos do anexo 10 para o caso 1b

Figura 4.33: Anexo 10 Aplicado ao Caso 1b.

A figura 4.34 mostra o desempenho do veículo quanto à distância de parada para diversas desacelerações. A norma exige que a maior distância de parada seja 36,7m para este veículo genérico. Neste caso 1b, a distância de parada com aderência 0,8 é 33,3m e a desaceleração é $6,68\text{m/s}^2$. Lembrando que a norma pede no mínimo $5,0\text{m/s}^2$, este veículo exemplo atende os requisitos impostos pela norma.

Figura 4.34: Distância de Parada em Função da Desaceleração para o Caso 1b.

4.2.2 – Caso 2b – Frenagem

Veículo vazio com dimensões e pesos idênticos ao veículo genérico com o equipamento genérico instalado; terceiro eixo suspenso. A tabela 10 mostra os dados de entrada. Este caso aborda a configuração do veículo 6x2 vazio com o sistema de levantamento dos eixos acionado, ou seja, um veículo resultante 4x2.

Tabela 10: Dados de Entrada para o Modelo 2b.

Massa do veículo	8900kg
Peso estatico eixo diant.	2640kg
Peso estatico eixo tras.	6260kg
Dist. Entre eixos	5,17m
Dist. Cg eixo diant	3,64m
Dist. Cg eixo tras	1,54m
Area cilindro diant	0,013m ²
Area cilindro tras	0,015m ²
Raio tambor diant	0,19m
Raio tambor tras	0,19m
Fator freio diant	1,56
Fator freio tras	1,56
Raio de rolagem diant	0,51m
Raio de rolagem tras	0,51m
gamab	1
Efic freio diant	0,65
Efic freio tras	0,65
Alavanca ajustadora diant	0,18m
Alavanca ajustadora tras	0,15m
Raio do S came diant	0,012m
Raio do S came tras	0,012m
Altura do cg	1,0m
Pressao pre operativo eixo tras	0
Numero_pistoes_eixo_diant	2
Numero_freios_eixo_diant	2
Numero_freios_eixo_tras	2

As figuras 4.35 e 4.36 mostram respectivamente a relação pressão x desaceleração e demanda de aderência. A figura 4.36 mostra que o veículo não atenderia a NBR 14354, porque a demanda de aderência do eixo dianteiro cruza o limite superior imposto pela norma. Este modelo não atende a norma pela violação da fronteira 1 (pode-se encontrar a definição desta fronteira 1 na metodologia).

A figura 4.35 mostra que o pedal de freio é inadequadamente sensível podendo trazer dificuldades ao condutor no controle do veículo durante uma frenagem de emergência. Qualquer modificação no sistema de freios para se resolver este problema com o veículo em peso operacional poderá comprometer o desempenho do veículo com peso total máximo. Uma válvula sensível à carga (LSV) para o controle da pressão do eixo traseiro do veículo vazio é indicada.

Figura 4.35: Desaceleração em Função da Pressão para o Caso 2b.

Limites estabelecidos do anexo 10 para o caso 2b

Figura 4.36: Anexo 10 Aplicado ao Caso 2b.

Numa frenagem de emergência em pista de aderência de 0,8, a eficiência seria de 85% e numa pista com baixa aderência (0,4), a eficiência seria de 68%.

A figura 4.37 mostra que veículo, apesar de violar a fronteira 1 da norma NBR 14354, atende a norma nos quesitos distância de parada e desaceleração com valores de 33,4m e $6,65\text{m/s}^2$, respectivamente.

Figura 4.37: Distância de Parada em Função da Desaceleração para o Caso 2b.

4.2.3 – Caso 3b – Frenagem

Veículo totalmente carregado com dimensões idênticas ao veículo genérico. Carregado com peso máximo permitido pela lei da balança; com todos os pneus em contato com o solo.

As normas brasileiras exigem testes dos veículos vazios e carregados com peso total máximo, este caso aborda a segunda exigência da norma. Os dados de entrada, de acordo com a tabela 11, são:

Tabela 11: Dados de Entrada para o Modelo 3b.

Massa do veiculo	23000kg
Peso estatico eixo diant.	6000kg
Peso estatico eixo tras.	17000kg
Dist. Entre eixos	5,85m
Dist. Cg eixo diant	4,33m
Dist. Cg eixo tras	1,52m
Area cilindro diant	0,013m ²
Area cilindro tras	0,015m ²
Raio tambor diant	0,19m
Raio tambor tras	0,19m
Fator freio diant	1,56
Fator freio tras	1,56
Raio de rolagem diant	0,51m
Raio de rolagem tras	0,51m
gamab	1
Efic freio diant	0,65
Efic freio tras	0,65
Alavanca ajustadora diant	0,18m
Alavanca ajustadora tras	0,15m
Raio do S came diant	0,012m
Raio do S came tras	0,012m
Altura do cg	1,5m
Pressao pre operativo eixo tras	0
Numero_pistoes_eixo_diant	2
Numero_freios_eixo_diant	2
Numero_freios_eixo_tras	4

As figuras 4.38, 4.39 e 4.40 ilustram o s resultados deste caso.

Caso 3b

Figura 4.38: Desaceleração em Função da Pressão para o Caso 3b.

Limites estabelecidos do anexo 10 para o caso 3b

Figura 4.39: Anexo 10 Aplicado ao Caso 3b.

Figura 4.40: Distância de Parada em Função da Desaceleração para o Caso 3b.

A figura 4.38 mostra a relação pressão em função da desaceleração com o veículo em peso total máximo, configuração 6x2 e também a relação ideal, normalmente procurada pelos projetistas. As figuras 4.38 e 4.39 mostram que o sistema de freios do veículo implementado 6x2 atende aos requisitos da NBR 14354, e que a eficiência para uma pista com aderência 0,8 é 86% e para

uma aderência de 0,4 é 98%. Este caso atende as normas referentes à distância de parada e desaceleração, sendo seus valores 33,0m e 6,76m/s², respectivamente.

4.2.4 – Caso 4b – Frenagem

Veículo carregado, na configuração 4x2, com dimensões idênticas ao veículo genérico. Carregado com peso máximo permitido pela lei da balança; terceiro eixo suspenso.

Este caso aborda uma possível realidade, que a lei permite, condizente com o tráfego nas estradas. Lembrando que esta configuração é equivalente a um caminhão 4x2, os pesos máximos exigidos pela balança são 6 toneladas no eixo dianteiro e 10 toneladas no eixo traseiro. Os dados de entrada estão na tabela 12, as figuras 4.41, 4.42 e 4.43 ilustram os resultados.

Tabela 12: Dados de Entrada para o Caso 4b.

Massa do veículo	16000kg
Peso estatico eixo diant.	6000kg
Peso estatico eixo tras.	10000kg
Dist. Entre eixos	5,17m
Dist. Cg eixo diant	3,23m
Dist. Cg eixo tras	1,94m
Area cilindro diant	0,013m ²
Area cilindro tras	0,015m ²
Raio tambor diant	0,19m
Raio tambor tras	0,19m
Fator freio diant	1,56
Fator freio tras	1,56
Raio de rolagem diant	0,51m
Raio de rolagem tras	0,51m
gamab	1
Efic freio diant	0,65
Efic freio tras	0,65
Alavanca ajustadora diant	0,18m
Alavanca ajustadora tras	0,15m
Raio do S came diant	0,012m
Raio do S came tras	0,012m
Altura do cg	1,0m
Pressao pre operativo eixo tras	0
Numero_pistoes_eixo_diant	2
Numero_freios_eixo_diant	2
Numero_freios_eixo_tras	2

Figura 4.41: Desaceleração em Função da Pressão para o Caso 4b.

Figura 4.42: Anexo 10 Aplicado ao Caso 4b.

Figura 4.43: Distância de Parada em Função da Desaceleração para o Caso 4b.

A figura 4.41 mostra a relação pressão em função da desaceleração com o veículo em peso total máximo, configuração 4x2. A figura 4.42 mostra que o sistema de freios deste veículo exemplo atende aos requisitos da NBR 14354, e que a eficiência para uma pista com aderência 0,8 é 91% e para uma aderência de 0,4 é 92%. Este caso atende as normas referentes à distância de parada e desaceleração, sendo seus valores 32,0m e 7,12m/s², respectivamente, conforme visto na figura 4.43.

Abaixo (figura 4.44) segue um resumo dos resultados obtidos no desempenho na frenagem para os casos em estudo referentes à frenagem.

→Caso 1b:

Aderência 0,8 – eficiência 85%
 Aderência 0,4 – eficiência 94%
 Atende NBR 14354
 $ST = 33,3m$; $Desac = 6,68m/s^2$.

→Caso 2b:

Aderência 0,8 – eficiência 85%
 Aderência 0,4 – eficiência 68%
 Não atende NBR 14354
 $ST = 33,4m$; $Desac = 6,65m/s^2$.

→Caso 3b:

Aderência 0,8 – eficiência 86%
 Aderência 0,4 – eficiência 98%
 Atende NBR 14354
 $ST = 33,0m$; $Desac = 6,76m/s^2$.

→Caso 4b:

Aderência 0,8 – eficiência 91%
 Aderência 0,4 – eficiência 92%
 Atende NBR 14354
 $ST = 32,0m$; $Desac = 7,12m/s^2$.

Figura 4.44: Resumo dos Resultados do Estudo da Frenagem.

5 – CONCLUSÕES

Este trabalho teve o objetivo de colaborar no entendimento da influência do levantamento dos eixos na estabilidade direcional e na frenagem, usando modelos já consagrados na área de dinâmica veicular, visando uma conclusão abrangendo todos os veículos exemplos estudados. É importante ressaltar que os resultados são qualitativos, tratando apenas de uma ótica global desta influência.

A prática de levantar os eixos se difundiu rapidamente no Brasil com o incentivo financeiro dado aos usuários da malha rodoviária nacional. No entanto, esta prática altera diretamente características dos movimentos dos veículos, tanto na estabilidade direcional quanto na frenagem. Para os casos estudados, veículos 6x2 com sistema de levantamento do terceiro eixo acionado ou não, a margem de estabilidade, o fator de amortecimento e a eficiência na frenagem se alteram de forma significativa.

Quando o sistema de levantamento dos eixos está acionado, o veículo 6x2 sofre uma perda da sua margem de estabilidade estática, altera seu ganho de guinada e o fator de amortecimento cai mais rapidamente com o aumento da velocidade. Este fato altera o comportamento dinâmico do veículo na pista, conforme visto nos gráficos de fator de amortecimento, reduzindo sua estabilidade e dirigibilidade com incrementos menores da velocidade.

Observou-se nos resultados obtidos que a degradação da estabilidade do veículo com o aumento da velocidade (queda acentuada do fator de amortecimento) com o terceiro eixo suspenso é semelhante ao do veículo carregado. Como estatisticamente os veículos carregados se envolvem mais em acidentes por perda da estabilidade e do controle direcional, é possível que

a mesma tendência seja observada para os veículos vazios, com o terceiro eixo suspenso.

Na frenagem, observou-se nos resultados obtidos que o veículo exemplo, com o terceiro eixo suspenso, não atendeu aos requisitos da norma NBR 14354. Isto indica que o mesmo possa ocorrer com outros veículos da mesma família que se utilizam atualmente destes sistemas, principalmente os que receberam o sistema fora das montadoras. Portanto, veículos que se utilizam deste sistema devem passar por testes de pista e avaliações teóricas para atender aos requisitos de segurança exigidos nas normas já citadas. No entanto, presume-se que algumas empresas especializadas em realizar o trabalho de adaptação do terceiro eixo não tenham recursos financeiros e técnicos para realizar tais avaliações.

Em manobras de frenagem, o levantamento dos eixos altera a eficiência de frenagem que está relacionada com a probabilidade de ocorrência de acidentes na pista. Polito (2005) demonstra a importância de sistemas como o ABS e a alavanca ajustadora automática em seu trabalho, e este estudo segue a mesma recomendação, deixando claro que estes sistemas melhoram de forma expressiva o desempenho na frenagem de veículos comerciais, e deveriam ter seu uso ampliado através de exigências impostas pela legislação.

Um processo de conscientização, onde a legislação vigente fosse empregada com maior vigor, poderia exigir formalmente novos testes de pista e estudos teóricos dos veículos que sofreram tais adaptações.

A metodologia de frenagem utilizada neste estudo foi validada em testes de pista por Fernandes (1994). O modelo matemático utilizado para estudar a estabilidade direcional é usado amplamente nas análises teóricas durante o desenvolvimento de novos veículos. Autores como Segel (1956), realizaram testes de pista visando sua validação.

Uma simulação abrangendo outras famílias de veículos exemplos, como os combinados, cavalo e semi-reboque, bi-trens, etc, seria recomendada para uma melhor visualização da influência destes sistemas com seu uso em larga escala. Testes de pista reais também deveriam ser realizados para sua completa validação.

Referências

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. (1999). *NBR 14354: Veículos rodoviários – Distribuição de frenagem entre os eixos veiculares e requisitos para compatibilidade entre veículos rebocadores e reboques*. Rio de Janeiro.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. (1999). *NBR 14353: Veículos rodoviários – Veículos motorizados equipados com sistema antibloqueio de frenagem – Medida do desempenho do freio*. Rio de Janeiro.

BLANK, M.; MARGOLIS, D. (1996). *The effect of normal force variation on the lateral dynamics of automobiles*. Michigan: University of California.

BRASIL (1998). *Resolução nº 68/98 do CONTRAN de 23 de setembro de 1998, requisitos de segurança necessários à circulação de combinações de veículos de carga – CVC, a que se referem os arts. 97, 99 e 314 do Código de Trânsito Brasileiro – CTB e os §§ 3º e 4º dos arts 1º e 2º, respectivamente da resolução 12/98 – CONTRAN*. Disponível em: <http://www.pr.gov.br/mtm/legislação/resoluções/resolução_068.htm>. Acesso em: 30 set. 2005.

BRASIL (2004). *Resolução nº 164/04 do CONTRAN de 15 de setembro de 2004, acresce parágrafo único ao art. 1º da resolução CONTRAN nº 68/98*. Disponível em: <http://www.pr.gov.br/mtm/legislação/resoluções/resolução_164.htm>. Acesso em: 30 set. 2005.

BROSSI, A.A. (2002). *Estudo do desempenho de frenagem de um ônibus biarticulado*. 134p. Dissertação (Mestrado) - 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. (1998). *Desempenho de autoveículos rodoviários*. São Paulo: s.n. Apostila.

CANALE, A. C. et al. (2005). *A importância de um plano de revisão e complementação das normas e regulamentações de frenagem de veículos rodoviários de carga no Brasil*. [S.l.:s.n.]

DIXON, J.C. (1996). *Tires, suspension and handling*. 2nded. Warrendale: SAE.

ECONOMICS COMMUNITY EUROPEAN. (2003). *R13 ANNEX 10: Distribution of braking among the axles of vehicles and requirements for compatibility between towing vehicles and trailers*. Geneva.

FERNANDES, D.L.G. (1994). *Estudo da frenagem de autoveículos rodoviários articulados pesados*. 153p. Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 1994.

FERNANDES, D.L.G. et al. (1997). *Performance and directional stability of combination vehicles during the brake process under any operation condition*. Apresentado ao 30º ISATA, Itália, 1997. N.97VR048.

FERNANDES, D.L.G. et al. (1998). Mapas de desempenho: uma análise completa do desempenho de veículos pesados na frenagem. In: CONGRESSO E EXPOSIÇÃO INTERNACIONAIS DA TECNOLOGIA DA MOBILIDADE, 7., 1998, São Paulo. *SAE Brasil'98...* São Paulo: SAE. N.982915.

GILLESPIE, T.D. (1992). *Fundamentals of vehicle dynamics*. Warrendale: SAE.

HORTA, J. C. (2005). *Estudo do desempenho da frenagem e do controle da velocidade de descida em declive longo e acentuado no trecho da serra do mar da rodovia dos imigrantes de veículos comerciais representativos da frota nacional*. São Carlos, 2005. 598p. Relatório (Pós-Doutorado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

GOLAND, M.; JINDRA, F. (1961). *Car handling characteristics*. San Antonio: Southwest Research Institute.

LIMPERT, R. (1992). *Brake design and safety*. Warrendale: SAE.

McCONNELL, K.G. (1995). *Vibration testing: theory and practice*. New York: J.Wiley.

MILLIKEN, W.F. (1995). *Race car vehicle dynamics*. Warrendale: SAE.

MUCHERONI, M.F. (2002). *Vibrações mecânicas: modelo de um grau de liberdade*. São Carlos: Escola de Engenharia de São Carlos. Apostila.

ORTEGA, F. (2005). *Publicação eletrônica* [mensagem pessoal]. Mensagem recebida por <edvianna@sc.usp.br> em 31 agosto.

PACEJKA, H. (2002). *Tyre mechanics and vehicle dynamics*. Warrendale: SAE

POLITO, R.F. (2005). *Estudo do desempenho na frenagem de um bi-trem com suspensão em "tandem" e com ABS*. 133p. Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2005.

RADT, H.S.J.; DIS, D.J.V. (1996). *Vehicle handling responses using stability derivatives*. Michigan: Milliken Research Associates.

RASZL, G. (2003). *Teoria básica sobre sistemas de freios*. São Bernardo do Campo: Faculdade de Engenharia Industrial. Apostila.

RICE, R.S.; MILLIKEN, W.F.J. (1980). *Static stability and control of the automobile utilizing the moment method*. Warrendale: Milliken Research Associates.

SEGEL, L. (1956). *Theoretical prediction and experimental substantiation of the response of the automobile to steering control*. New York: Cornell Aeronautical Laboratory.

SMILEY, R.F.; HORNE, W.B. (1958). *Mechanical properties of pneumatic tires with special reference to modern aircraft tires*. Washington: Langley Aeronautical Laboratory. Technical note 4110.