

ESTUDO DA ESTABILIDADE DIRECIONAL DE
VEÍCULOS COMBINADOS TIPO CAVALO
SEMI-REBOQUE



Juan Carlos Horta Gutiérrez

Tese apresentada à Escola de Engenharia
de São Carlos, da Universidade de São
Paulo, como parte dos requisitos para
obtenção do título de Doutor em
Engenharia Mecânica

ORIENTADOR: Prof. Dr. Antônio Carlos Canale

São Carlos
1999

Class.	TESE - EESC
Cuti.	2681
Tombo	218/99

31100006532

S/S 1059168

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

H821e Horta Gutiérrez, Juan Carlos
Estudo da estabilidade direcional de veículos
combinados tipo cavalo semi-reboque / Juan Carlos
Horta Gutiérrez. -- São Carlos, 1999.

Tese (Doutorado) — Escola de Engenharia de São
Carlos-Universidade de São Paulo, 1999.

Área: Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Antônio Carlos Canale.

1. Veículos articulados. 2. Cavalo semi-reboque.
3. Dinâmica veicular. 4. Estabilidade veicular.
5. Estabilidade direcional. 6. Veículos pesados.
- I. Título.

FOLHA DE APROVAÇÃO

Candidato: Engenheiro **JUAN CARLOS HORTA GUTIÉRREZ**

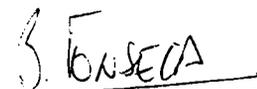
Tese defendida e aprovada em 20.05.1999
pela Comissão Julgadora:

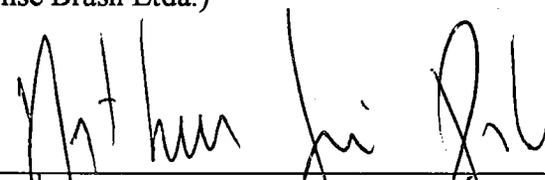

Prof. Doutor **ANTÔNIO CARLOS CANALE (Orientador)**
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)


Prof. Titular **ROSALVO TIAGO RUFFINO**
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)


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


Engenheiro **CAMILO ABDUCH ADAS**
(Especialista - Mercedes Benz do Brasil)


Engenheiro **BRÁULIO JUNQUEIRA DA FONSECA**
(Especialista - Knorr Bremse Brasil Ltda.)


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


P/ **JOSE CARLOS A. CINTRA**
Presidente da Comissão de Pós-Graduação

*"Se não houver frutos
valeu a beleza das flores
Se não houver flores
valeu a sombra das folhas
Se não houver folhas
valeu a intenção da semente."*

Henfil

A minha esposa pelo amor, apoio e alento durante todo este desafio.

A minha filha, pelo amor e inspiração que significa, por suportar a separação necessária.

A minha mãe pelo amor, confiança, sacrifício, ajuda incondicional e alento.

Aos meus avós, meus grandes mestres, pelo carinho, incentivo, apoio, e exemplo de lutas.

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Antônio Carlos Canale minha eterna gratidão pela amizade, aceitação, orientação, paciência, compreensão e apoio. Obrigado por me apresentar ao mundo da pesquisa da dinâmica veicular - minha paixão desde o berço.

Aos Professores Dr. Álvaro Costa Neto e Dr. Fernando Martini Catalano pelas valiosas sugestões por ocasião do exame de qualificação.

Ao meu colega e amigo Dirceu L. G. Fernandes pela valiosa colaboração na elaboração deste trabalho e pelo incentivo.

Ao meu colega e amigo Williams González Mamani pelo apoio nas horas difíceis e incertas, pelos momentos compartilhados e o aporte mútuo de experiências.

Aos colegas do Laboratório de Aeronaves (LAE) Jaqueline Barbosa do Nascimento, João Henrique Piola Brandt, José Antônio Garcia Croce, Dawson Tadeu Izola, e Rogério F. F. Coimbra, pela amizade, colaboração e ajuda de sempre. Meu agradecimento especial ao colega Carlos De Marqui Júnior pela valiosa ajuda na revisão de partes deste trabalho, pelas sugestões dadas e pela ajuda constante sempre.

Aos meus colegas de área Prof. Dr. Hélio Aparecido Navarro, Silvia C. Faria Iombriler e Antônio Carlos de Oliveira pela solidariedade e cooperação.

A minha amiga Rosamel pela valiosa ajuda na formatação da tese e no acabamento das Figuras. Pela amizade e confraternização de sempre.

A minha amiga Rosane Monteiro pela excelente colaboração na preparação da apresentação deste trabalho. Obrigado sempre pela ajuda e amizade.

Aos professores do LAE Dr. Michael George Maunsell e Francisco Benevenuto pela colaboração e pela amizade.

Aos funcionários do LAE Helenita, Carlinhos, Osnan e Otávio pela colaboração e amizade oferecidas.

Ao Prof. Dr. Antônio Moreira dos Santos pela aceitação e apoio iniciais. Obrigado pela vontade de colaborar com o meu país.

Ao Prof. Dr. José M. Saíz Jabardo pela amizade e compreensão. Minha gratidão pela colaboração oferecida para a minha universidade e meus colegas, e por entender minha decisão de seguir outros caminhos profissionais.

Aos meus ex-colegas da área térmica Carlos, Enio, e Roger, e a todos os técnicos dos laboratórios de dita área pela amizade e incentivo iniciais, e de sempre.

Aos funcionários da Secretaria do SEM e do Serviço de Biblioteca da EESC-USP pela colaboração e solidariedade.

Ao meu amigo Prof. Dr. Antonio de la Flor Santalla pela ajuda, apoio e confiança de sempre. Obrigado por acreditar em mi o que incentivou-me a crescer e a me sobrepôr às dificuldades.

À Universidade de Pinar del Río (UPR), Cuba, pelo afastamento concedido.

Aos colegas do Depto de Mecânica da UPR que possibilitaram a minha vinda e permanência no Brasil desenvolvendo as minhas funções durante esse período.

À minha mãe pelo sacrifício e compreensão perante minha decisão de vir para o Brasil a estudar e pela liberdade que sempre deu-me para decidir o meu caminho.

Aos meus avós pela educação e carinho oferecidos incondicionalmente.

Aos meus sogros pelo sacrifício de tomar conta da minha filha para que eu e minha esposa pudéssemos fazer a nossa pós-graduação.

Aos amigos Arcadio y Eida pela amizade e incentivo.

Aos amigos Osvaldo y Terezinha pela ajuda e amizade oferecida.

Aos amigos Juan y Marta Edna pela amizade, ajuda e compreensão.

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

Aos governos brasileiro e cubano pelas políticas que propiciaram que eu chegasse até aqui.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	i
LISTA DE TABELAS	ix
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS	x
LISTA DE SÍMBOLOS	xi
RESUMO	xx
<i>ABSTRACT</i>	xxi
1 INTRODUÇÃO	1
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	6
2.1 Revisão de trabalhos publicados	6
2.1.1 Trabalhos iniciais	6
2.1.2 Trabalhos teóricos clássicos	9
2.1.3 Modelos teóricos e métodos de simulação computacional mais complexos; obtenção e uso de dados experimentais	15
2.1.4 Modelagem do pneumático	30
2.2 Características dos veículos articulados e das forças que atuam neles	36
2.2.1 Introdução	36
2.2.2 Principais Tipos de veículos articulados	36
2.2.3 Características particulares dos veículos articulados	37
2.2.4 Movimentos Característicos (instáveis) dos veículos articulados	38
2.2.5 Forças que atuam no veículo	40
2.2.6 Forças nos pneumáticos	45
2.2.7 Forças aerodinâmicas	52
2.2.8 Forças de controle do motorista	54
2.2.9 Ângulos que definem a orientação da roda com relação ao solo	56
2.3 Estudos de estabilidade	57
2.3.1 Introdução	57

2.3.2	Conceitos básicos de estabilidade de sistemas	59
2.3.3	Estabilidade absoluta e estabilidade relativa	64
2.3.4	Métodos para análise de estabilidade	70
2.3.5	Análise dinâmica de curva em regime permanente	72
3	MÉTODO DA PESQUISA	76
3.1	Introdução	76
3.2	Modelo Matemático	77
3.2.1	Introdução	77
3.2.2	Simplificações e hipóteses adotadas	78
3.2.3	Características do modelo matemático do veículo	80
3.2.4	Características do modelo do pneumático	87
3.2.5	Movimentos curvilíneos	89
3.2.6	Movimentos retilíneos	91
3.3	Metodologia do estudo considerando o passeio do centro de gravidade	95
3.4	Ferramentas para o cálculo da estabilidade	97
3.5	Características principais dos veículos em estudo	98
4	ESTUDO DO POSICIONAMENTO DO CENTRO DE GRAVIDADE	102
4.1	Introdução	102
4.2	Centro de gravidade das unidades das combinações veiculares	103
4.3	Passeio do centro de gravidade	109
5	RESULTADOS	122
5.1	Introdução	122
5.2	Estabilidade direcional durante movimentos retilíneos (com posição fixa do centro de gravidade)	123
5.3	Estabilidade direcional durante movimentos curvilíneos (com posição fixa do centro de gravidade)	125
5.4	Estabilidade direcional considerando o passeio do centro de gravidade	128
5.5	Estabilidade direcional considerando a variação da massa do veículo	138

5.6 Estabilidade direcional considerando a variação do momento de inércia de guinada do semi-reboque com carga total	141
5.7 Estabilidade direcional considerando a influência da variação da carga dinâmica nas rodas devido à aplicação de esforços de desaceleração	157
5.8 Estabilidade direcional considerando modificações introduzidas ao veículo combinado exemplo	161
6 CONCLUSÕES	173
7 RECOMENDAÇÕES	179
ANEXO – Figuras	181
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	185
BIBLIOGRAFIA COMPLEMENTAR	203
APÊNDICE	
GLOSSÁRIO	

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 01 - Tipos básicos de veículos articulados pesados rodoviários	37
FIGURA 02 - Movimentos característicos instáveis dos veículos articulados.....	39
FIGURA 03 - Deformação do pneu em rolamento pela ação da força lateral.....	46
FIGURA 04 - Propriedades da força lateral.....	47
FIGURA 05 - Efeito da carga no desempenho lateral do pneu.....	49
FIGURA 06 - Efeito da carga no desempenho lateral do pneu de caminhão.....	49
FIGURA 07 - Fluxo do ar ao redor de um cavalo semi-reboque.....	53
FIGURA 08 - Sistema de malha fechada.....	55
FIGURA 09 - Tipos de perturbações que podem atuar sobre o veículo.....	61
FIGURA 10 - Regiões estável e instável no plano complexo.....	65
FIGURA 11 - Relações das raízes no plano complexo.....	66
FIGURA 12 - Respostas para localizações de raízes no plano complexo.....	67
FIGURA 13 - Comparação de respostas para localizações de raízes no p.c....	68
FIGURA 14 - Respostas transitórias e taxas de amortecimento	69
FIGURA 15 - Veículo real com as posições do centro de gravidade longitudinal para o veículo real vazio.....	99
FIGURA 16 - Veículo modificado com as posições do centro de gravidade longitudinal para o veículo vazio.....	99
FIGURA 17 - Posição do c.g. e estações de carga para o passeio do c.g. do cavalo.....	105
FIGURA 18 - Posição do c.g. e estações de carga para o passeio do c.g. do semi- reboque.....	106

FIGURA 19 - Posição do centro de gravidade do cavalo modificado.....	108
FIGURA 20 - Posição do centro de gravidade do semi-reboque modificado.....	108
FIGURA 21 - Passeio do c.g. no plano longitudinal do semi-reboque real.....	112
FIGURA 22 - Passeio do c.g. no plano transversal do semi-reboque real	115
FIGURA 23 - Passeio do c.g. no plano vertical do semi-reboque real	116
FIGURA 24 - Passeio do c.g. no plano longitudinal do semi-reboque modificado.....	118
FIGURA 25 - Passeio do c.g. no plano vertical do semi-reboque modificado.....	119
FIGURA 26 - Influência da posição da quinta roda na velocidade crítica do veículo.....	120
FIGURA 27 - Raízes reais para o movimento do veículo real na reta em condição de carregamento total e comprimento médio da carga.....	123
FIGURA 28 - Taxas de amortecimento para o movimento do veículo real na reta em condição de carregamento total e comprimento médio da carga.....	124
FIGURA 29 - Raízes reais para o movimento do veículo real na curva de raio 75 m, em condição de carregamento total e comprimento médio da carga.....	125
FIGURA 30 - Taxas de amortecimento para o movimento do veículo real na curva de raio 75 m em condição de carregamento total e comprimento médio da carga.....	126
FIGURA 31 - Raízes reais para o movimento do veículo real na curva de raio 500 m, em condição de carregamento total e comprimento médio da carga.....	127
FIGURA 32 - Taxas de amortecimento para o movimento do veículo real na curva de raio 500 m em condição de carregamento total e comprimento médio da carga.....	127
FIGURA 33 - Raízes no plano complexo para o veículo real movimentando-se na reta com velocidade de 100 km/h.....	128

FIGURA 34 - Taxas de amortecimento correspondentes as raízes 1 e 2 para cada posição do c.g. do veículo real, na reta e a velocidade de 100 km/h.....	129
FIGURA 35 - Taxas de amortecimento correspondentes as raízes 3 e 4 para cada posição do c.g. do veículo real, na reta e a velocidade de 100 km/h.....	130
FIGURA 36 - Raízes reais para a posição do c.g. mais próxima dos eixos do semi-reboque, veículo real na reta.....	131
FIGURA 37 - Taxas de amortecimento correspondentes as raízes 1 e 2 para cada posição do c.g. do veículo real, na curva de raio 75 m e velocidade de 55 km/h.....	132
FIGURA 38 - Taxas de amortecimento correspondentes as raízes 3 e 4 para cada posição do c.g. do veículo real, na curva de raio 75 m e velocidade de 55 km/h.....	133
FIGURA 39 - Raízes reais para a posição do c.g. com menor valor da taxa de amortecimento, veículo real, na curva de raio 75 m.....	133
FIGURA 40 - Taxas de amortecimento, raízes 1 e 2, para cada posição do c.g. do veículo real, na curva de raio 250 m e velocidade de 100 km/h.....	134
FIGURA 41 - Taxas de amortecimento, raízes 3 e 4, para cada posição do c.g. do veículo real, na curva de raio 250 m e velocidade de 100 km/h.....	134
FIGURA 42 - Raízes reais para a posição do c.g. com menor valor da taxa de amortecimento, veículo real, na curva de raio 250 m.....	135
FIGURA 43 - Taxas de amortecimento correspondentes as raízes 1 e 2 para cada posição do c.g. do veículo real, na curva de raio 500 m e velocidade de 145 km/h.....	136
FIGURA 44 - Taxas de amortecimento, raízes 3 e 4, para cada posição do c.g. do veículo real, na curva de raio 500 m e velocidade de 145 km/h.....	136
FIGURA 45 - Raízes reais para a posição do c.g. com menor valor da taxa de amortecimento, veículo real, na curva de raio 500 m.....	137

FIGURA 46 - Raízes reais para o movimento do veículo real na reta sem carregamento no semi-reboque (vazio).....	138
FIGURA 47 - Taxas de amortecimento para o movimento do veículo real na reta sem carregamento (vazio).....	138
FIGURA 48 - Raízes reais para o movimento do veículo real na reta em condição totalmente carregado e para a posição do c.g. do semi-reboque coincidindo com a posição na condição de vazio.....	139
FIGURA 49 - Taxas de amortecimento para o movimento do veículo real na reta em condição totalmente carregado e para a posição do c.g. do semi-reboque coincidindo com a posição na condição de vazio.....	139
FIGURA 50 - Raízes reais para o movimento do veículo real vazio na curva de 500 m de raio ($V_t = 203 \text{ Km/h}$).....	140
FIGURA 51 - Taxas de amortecimento para o movimento do veículo real vazio na curva de 500 m de raio ($V_t = 203 \text{ km/h}$).....	141
FIGURA 52 - Raízes reais para o movimento do veículo real na reta, totalmente carregado e com momento de inércia pequeno.....	142
FIGURA 53 - Raízes reais para o movimento do veículo real na reta, totalmente carregado e com momento de inércia grande.....	143
FIGURA 54 - Taxas de amortecimento para o movimento do veículo real na reta, totalmente carregado e com momento de inércia grande.....	143
FIGURA 55 - Raízes reais para o movimento do veículo real na curva de raio pequeno (75 m), com carga máxima e momento de inércia grande.....	144
FIGURA 56 - Raízes reais para o movimento do veículo real na curva de raio 500 m, em condição de carregamento total e comprimento grande da carga.....	145
FIGURA 57 - Taxas de amortecimento para o movimento do veículo real na curva de raio 500 m, em condição de carregamento total e momento de inércia grande.....	145

FIGURA 58 - Raízes no plano complexo para o veículo real movimen- tando-se na reta, em condição de cargas com momento de inércia pequeno, considerando o passeio do c.g., e a velocidade de 100 km/h.....	146
FIGURA 59 - Taxas de amortecimento para as raízes 1 e 2, veículo real na reta, cargas com momento de inércia pequeno e velocidade de 100 km/h.....	146
FIGURA 60 - Taxas de amortecimento para as raízes 3 e 4, veículo real, na reta, cargas com momento de inércia pequeno e velocidade de 100 km/h.....	147
FIGURA 61 - Raízes no plano complexo para o veículo real movimen- tando-se na reta, em condição de cargas com momento de inércia grande, considerando o passeio do c.g., e velocidade de 100 km/h.....	148
FIGURA 62 - Taxas de amortecimento para as raízes 1 e 2, veículo real na reta, cargas com momento de inércia grande e veloci- dade de 100 km/h.....	148
FIGURA 63 - Taxas de amortecimento para as raízes 3 e 4, veículo real, na reta, cargas com momento de inércia grande e velocida de 100 km/h.....	149
FIGURA 64 - Raízes no plano complexo para o veículo real movimen- tando-se na curva de raio pequeno (75 m), cargas com momento de inércia grande, e velocidade de 55 km/h.....	150
FIGURA 65 - Taxas de amortecimento para as raízes 1 e 2, veículo real na curva de raio pequeno (75 m), cargas com momento de inércia grande, e velocidade de 55 km/h.....	151
FIGURA 66 - Taxas de amortecimento para as raízes 3 e 4, veículo real na curva de raio pequeno (75 m), cargas com momento de inércia grande, e velocidade de 55 km/h.....	151
FIGURA 67 - Raízes reais para a posição do c.g. com pior comportamento na estabilidade, veículo real na curva de raio pequeno (75 m) e cargas com momento de inércia grande.....	152

FIGURA 68 - Taxas de amortecimento para as raízes 1 e 2, veículo real na curva de raio médio (250 m), cargas com momento de inércia grande, e velocidade de 100 km/h.....	152
FIGURA 69 - Taxas de amortecimento para as raízes 3 e 4, veículo real na curva de raio médio (250 m), cargas com momento de inércia grande, e velocidade de 100 km/h.....	153
FIGURA 70 - Raízes reais para a posição do c.g. com pior comportamento na estabilidade, veículo real na curva de raio médio (250 m) e cargas com momento de inércia grande.....	154
FIGURA 71 - Taxas de amortecimento para as raízes 1 e 2, veículo real na curva de raio grande (500 m), cargas com momento de inércia grande, e velocidade de 145 km/h.....	155
FIGURA 72 - Taxas de amortecimento para as raízes 3 e 4, veículo real na curva de raio grande (500 m), cargas com momento de inércia grande, e velocidade de 145 km/h.....	155
FIGURA 73 - Raízes reais para a posição do c.g. com pior comportamento na estabilidade, veículo real na curva de raio grande (500 m) e cargas com momento de inércia grande.....	156
FIGURA 74 - Raízes no plano complexo para o veículo real movimentando-se na reta a uma velocidade de 90 km/h sem desaceleração.....	157
FIGURA 75 - Raízes no plano complexo para o veículo real movimentando-se na reta a uma velocidade de 90 km/h e $b = 5 \text{ m/s}^2$	158
FIGURA 76 - Taxas de amortecimento para as raízes 3 e 4, veículo real movimentando-se na reta a uma velocidade de 90 km/h sem desaceleração.....	159
FIGURA 77 - Taxas de amortecimento para as raízes 3 e 4, veículo real movimentando-se na reta a uma velocidade de 90 km/h com desaceleração (5 m/s^2).....	159
FIGURA 78 - Raízes reais para o movimento do veículo modificado na reta em condição de carregamento total e comprimento médio da carga.....	161

FIGURA 79 - Taxas de amortecimento para o movimento do veículo modificado na reta em condição de carregamento total e comprimento médio da carga.....	162
FIGURA 80 - Raízes reais para o movimento do veículo modificado na curva de raio 75 m, em condição de carregamento total e comprimento médio da carga ($V_t = 60$ km/h).....	163
FIGURA 81 - Taxas de amortecimento para o movimento do veículo modificado na curva de raio 75 m, em condição de carregamento total e comprimento médio da carga ($V_t = 60$ km/h).....	163
FIGURA 82 - Raízes reais para o movimento do veículo modificado na curva de raio 500 m, em condição de carregamento total e comprimento médio da carga ($V_t = 154$ km/h).....	164
FIGURA 83 - Taxas de amortecimento para o movimento do veículo modificado na curva de raio 500 m, com carregamento total e comprimento médio da carga ($V_t = 154$ km/h).....	164
FIGURA 84 - Raízes no plano complexo para o veículo modificado movimentando-se na reta com velocidade de 100 km/h.....	165
FIGURA 85 - Taxas de amortecimento correspondentes as raízes 1 e 2 para cada posição do c.g. do veículo modificado, na reta e a velocidade 100 km/h.....	166
FIGURA 86 - Taxas de amortecimento correspondentes as raízes 3 e 4 para cada posição do c.g. do veículo modificado, na reta e a velocidade 100 km/h.....	166
FIGURA 87 - Raízes reais para a posição do c.g. mais instável do veículo modificado na reta.....	167
FIGURA 88 - Taxas de amortecimento, raízes 1 e 2, para cada posição do c.g. do veículo modificado, na curva de raio 250 m e velocidade de 100 km/h.....	168
FIGURA 89 - Taxas de amortecimento, raízes 3 e 4, para cada posição do c.g. do veículo modificado, na curva de raio 250 m e velocidade de 100 km/h.....	168

FIGURA 90 - Raízes reais para a posição do c.g. com menor valor da taxa de amortecimento, veículo modificado, na curva de raio 250 m ($V_t = 124$ km/h).....	169
FIGURA 91 - Raízes reais para a posição do c.g. com menor valor da taxa de amortecimento, veículo modificado, na curva de raio 500 m ($V_t = 175$ km/h).....	170
FIGURA 92 - Velocidades de tombamento para as principais posições do centro de gravidade do semi-reboque em dependência do raio de curva.....	172
FIGURA 93 - Principais dimensões geométricas do cavalo semi-reboque em um modelo "single track".....	181
FIGURA 94 - Diagrama de corpo livre para o cavalo e o semi-reboque no modelo "single track".....	182
FIGURA 95 - Forças estáticas no cavalo e no semi-reboque.....	183
FIGURA 96 - Forças no cavalo semi-reboque durante a ação de forças de desaceleração.....	183
FIGURA 97 - Cinemática da roda dianteira do cavalo.....	184
FIGURA 98 - Eficiência na freagem (η_{bp} , %) para as principais posições do c.g. do veículo real exemplo totalmente carregado, com inércia média da carga, na reta e a V inicial de 100 Km/h.....	Ap. ¹
FIGURA 99 - Espaço máximo de freagem ($S_{f\text{máx.}}$, m) para as principais posições do c.g. do veículo real exemplo totalmente carregado, com inércia média da carga, na reta e a V inicial de 100 Km/h.....	Ap.
FIGURA 100 - Travamento dos eixos para as principais posições do c.g. do veículo real exemplo totalmente carregado, com inércia média da carga, na reta e a V inicial de 100 Km/h.....	Ap.

¹ As Figuras 98; 99 e 100 são apresentadas no Apêndice deste trabalho.

LISTA DE TABELAS

TABELA 01 - Características do veículo combinado real.....	100
TABELA 02 - Características do veículo combinado modificado.....	101
TABELA 03 - Passeio do c.g. longitudinal do semi-reboque real.....	111
TABELA 04 - Passeio do c.g. transversal do semi-reboque real.....	113
TABELA 05 - Passeio do c.g. vertical do semi-reboque real.....	114
TABELA 06 - Passeio do c.g. longitudinal do semi-reboque modificado.....	117
TABELA 07 - Passeio do c.g. vertical do semi-reboque modificado.....	119
TABELA 08 - Velocidades de tombamento para as principais posições do c.g. do semi-reboque.....	171

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	- Associação Brasileira de Normas Técnicas
ASME	- American Society of Mechanical Engineers
c.g.	- Centro de gravidade
CV	- Cavalo
CV-SR	- Cavalo semi-reboque
DNER	- Departamento Nacional de Estradas de Rodagem
ED	- Eixo Dianteiro (do cavalo)
ET	- Eixo Traseiro (do cavalo)
ESR	- Eixo(s) do semi-reboque
LD	- Lado direito
LE	- Lado esquerdo
QR	- Quinta Roda
q.r.	- Quinta Roda
R	- Reboque
SAE	- Society of Automotive Engineers
Sem	- Sem travamento dos eixos
SR	- Semi-reboque

LISTA DE SÍMBOLOS

- a_i - aceleração na direção i , m/s^2
 b - desaceleração, m/s^2
 $b\%$ - desaceleração, %
 $bméd.$ - desaceleração média, m/s^2
 B_i - força de freagem produzida pelos freios das rodas do eixo i , N
 Bf_1 - força de freagem nas rodas do eixo dianteiro do cavalo, N
 $B\%f_1$ - força de freagem percentual nas rodas do eixo dianteiro do cavalo, %
 Br_1 - força de freagem nas rodas do eixo traseiro do cavalo, N
 $B\%r_1$ - força de freagem percentual nas rodas do eixo traseiro do cavalo, %
 Br_2 - força de freagem nas rodas dos eixos do semi-reboque, N
 $B\%r_2$ - força de freagem percentual nas rodas dos eixos do semi-reboque, %
 Bt - força de freagem total nas rodas do veículo, N
 $B\%t$ - força de freagem total percentual nas rodas do veículo, %
 C - constante que representa uma amplitude real ou complexa
 CC_α - coeficiente lateral ou "cornering coefficient", N/N/rad. ou N/N/graus
 C_D - coeficiente de arrasto aerodinâmico
 C_α - coeficiente de rigidez lateral do pneu ou "cornering stiffness", N/rad. ou N/graus
 $C_{\alpha f}$ - coeficiente de rigidez lateral dos pneus dianteiros do CV, N/graus
 $C_{\alpha f_i}$ - coeficiente de rigidez lateral do pneu dianteiro i do CV, N/graus
 $C_{\alpha f_1}$ - coeficiente de rigidez lateral do pneu dianteiro do LE do CV, N/graus
 $C_{\alpha f_2}$ - coeficiente de rigidez lateral do pneu dianteiro do LD do CV, N/graus
 $C_{\alpha r}$ - coeficiente de rigidez lateral dos pneus traseiros do CV, N/graus
 $C_{\alpha r_i}$ - coeficiente de rigidez lateral do pneu traseiro i do CV, N/graus
 $C_{\alpha r_1}$ - coeficiente de rigidez lateral dos pneus traseiros do LE do CV, N/graus

- $C\alpha_{r1i}$ - coeficiente de rigidez lateral do pneu traseiro i do LE do CV, N/graus
 $C\alpha_{r2}$ - coeficiente de rigidez lateral dos pneus traseiros do LD do CV, N/graus
 $C\alpha_{r2i}$ - coeficiente de rigidez lateral do pneu traseiro i do LD do CV, N/graus
 $C\alpha_s$ - coeficiente de rigidez lateral dos pneus do SR, N/graus
 $C\alpha_{si}$ - coeficiente de rigidez lateral do pneu i do SR, N/graus
 $C\alpha_{s1}$ - coeficiente de rigidez lateral dos pneus do LE do SR, N/graus
 $C\alpha_{s1i}$ - coeficiente de rigidez lateral do pneu i do LE do SR, N/graus
 $C\alpha_{s2}$ - coeficiente de rigidez lateral dos pneus do LD do SR, N/graus
 $C\alpha_{s2i}$ - coeficiente de rigidez lateral do pneu i do LD do SR, N/graus
 $C\alpha_1$ - soma dos coeficientes de rigidez lateral dos pneus do CV, N/graus
 D - operador diferencial
 D_t - diâmetro não defletido do pneumático, mm ou m
 f_c - função complementar
 $f(x)$ - função de forças
 F_i - forças na direção do eixo i , N
 F_y - força lateral no pneu, N
 F_{yf1} - soma das forças laterais nos pneus do eixo dianteiro do CV, N
 F_{yr1} - soma das forças laterais nos pneus do eixo traseiro do CV, N
 F_{yr2} - soma das forças laterais nos pneus dos eixos do SR, N
 F_z - força na direção z (força vertical) sobre o pneu, N
 F_{zf} - carga vertical no eixo dianteiro do CV, N
 F_{zf}^* - carga vertical no ED do CV considerando só o peso deste sem o SR, N
 F_{zf}^{**} - carga vertical no ED do CV considerando só o peso do SR sem o CV, N
 F_{zfi} - carga vertical no pneu interno do ED do CV na curva, N
 F_{zfe} - carga vertical no pneu externo do ED do CV na curva, N
 F_{zr} - carga vertical no eixo traseiro do CV, N
 F_{zr}^* - carga vertical no ET do CV considerando só o peso deste sem o SR, N
 F_{zr}^{**} - carga vertical no ET do CV considerando só o peso do SR sem o CV, N
 F_{zri} - carga vertical nos pneus internos do ET do CV na curva, N
 F_{zre} - carga vertical nos pneus externos do ET do CV na curva, N
 F_{zs} - carga vertical nos eixos do SR, N
 F_{zsi} - carga vertical nos pneus internos dos eixos do SR na curva, N

- F_{zs_e} - carga vertical nos pneus externos dos eixos do SR na curva, N
 G - centro de massa
 g - aceleração da gravidade local, m/s^2
 h_{1ED} - altura de levantamento do eixo dianteiro do cavalo, mm ou m
 h_{2QR} - altura de levantamento da QR do SR, mm ou m
 H_1 - altura do c.g. do cavalo em relação ao pavimento, mm ou m
 H_{1i} - altura do c.g. do cavalo em relação ao pavimento, considerando o peso da carga colocado na estação i, mm ou m
 H_{11} - altura do c.g. do cavalo em relação ao pavimento, considerando o peso da carga colocado na estação 1, mm ou m
 H_{12} - altura do c.g. do cavalo em relação ao pavimento, considerando o peso da carga colocado na estação 2, mm ou m
 H_{q1i} - altura da estação i do cavalo em relação ao pavimento, mm ou m
 H_{q11} - altura da estação 1 do cavalo em relação ao pavimento, mm ou m
 H_{q12} - altura da estação 2 do cavalo em relação ao pavimento, mm ou m
 H_2 - altura do c.g. do SR em relação ao pavimento, mm ou m_i
 H_2^* - altura do c.g. do SR em relação ao pavimento com o SR sem as rodas do primeiro e segundo eixos, mm ou m
 H_{2i} - altura do c.g. do SR em relação ao pavimento, considerando o peso da carga colocado na estação i, mm ou m
 H_{21} - altura do c.g. do SR em relação ao pavimento, considerando o peso da carga colocado na estação 1, mm ou m
 H_{22} - altura do c.g. do SR em relação ao pavimento, considerando o peso da carga colocado na estação 2, mm ou m
 H_{q2i} - altura da estação i do SR em relação ao pavimento, mm ou m
 H_{q21} - altura da estação 1 do SR em relação ao pavimento, mm ou m
 H_{q22} - altura da estação 2 do SR em relação ao pavimento, mm ou m
 H_5 - altura da QR em relação ao pavimento, mm ou m
 I - segundo momento de massa, $N \cdot m \cdot s^2$
 I_{ii} - momentos de inércia (segundos momentos de massa) ao redor do eixo i, $N \cdot m \cdot s^2$

- I_k - segundo momento de massa do componente k ao redor do eixo que passa pelo seu próprio centro de massa, $N \cdot m \cdot s^2$
- I_0 - segundo momento de massa para o eixo fixo no novo c.g., $N \cdot m \cdot s^2$
- I_z - momento de inércia de guinada, $N \cdot m \cdot s^2$
- I_{zz_1} - momento de inércia de guinada do CV, $N \cdot m \cdot s^2$
- I_{zz_2} - momento de inércia de guinada do SR, $N \cdot m \cdot s^2$
- $j\omega$ - parte imaginária do par complexo
- K - margem estática
- K_n - parâmetros do sistema veicular
- K_i - coeficientes da equação característica do sistema veicular
- k_z - raio de giração, mm ou m
- L - distância entre eixos, mm ou m
- L_1 - distância entre eixos do CV, mm ou m
- L_2 - distância entre a QR e o segundo eixo do SR, mm ou m
- L_{f_1} - distância do c.g. do CV ao eixo dianteiro em X, mm ou m
- $L_{f_{1i}}$ - distância do c.g. do CV ao eixo dianteiro em X, considerando o peso da carga colocada na estação i , mm ou m
- $L_{f_{11}}$ - distância do c.g. do CV ao eixo dianteiro em X, considerando o peso da carga colocada na estação 1, mm ou m
- $L_{f_{12}}$ - distância do c.g. do CV ao eixo dianteiro em X, considerando o peso da carga colocada na estação 2, mm ou m
- $L_{f_{1f}}$ - distância do c.g. do CV ao eixo dianteiro em X, considerando o limite de peso estático sobre o eixo dianteiro do CV, mm ou m
- $L_{f_{1r}}$ - distância do c.g. do CV ao eixo dianteiro em X, considerando o limite de peso estático sobre o eixo traseiro do CV, mm ou m
- L_{f_2} - distância do c.g. do SR a QR em X, mm ou m
- $L_{f_2}^*$ - distância do c.g. do SR a QR em X com o SR sem as rodas do primeiro e segundo eixos, mm ou m
- $L_{f_{2i}}$ - distância do c.g. do SR a QR em X, considerando o peso da carga colocada na estação i , mm ou m
- $L_{f_{21}}$ - distância do c.g. do SR a QR em X, considerando o peso da carga colocada na estação 1, mm ou m

- Lf_{22} - distância do c.g. do SR a QR em X, considerando o peso da carga colocada na estação 2, mm ou m
 Lf_{2QR} - distância do c.g. do SR a QR em X, considerando o limite de peso estático sobre a QR do CV, mm ou m
 Lf_{2r} - distância do c.g. do SR a QR em X, considerando o limite de peso estático sobre os eixos do SR, mm ou m
 Lf_5 - distância da QR ao eixo dianteiro do CV em X, mm ou m
 Lp_2 - distância da QR ao primeiro eixo do SR em X, mm ou m
 Lqf_{1i} - distância da estação i ao eixo dianteiro do CV em X, mm ou m
 Lqf_{11} - distância da estação 1 ao eixo dianteiro do CV em X, mm ou m
 Lqf_{12} - distância da estação 2 ao eixo dianteiro do CV em X, mm ou m
 $Lq5_{2i}$ - distância da estação i à QR do SR em X, mm ou m
 $Lq5_{21}$ - distância da estação 1 à QR do SR em X, mm ou m
 $Lq5_{22}$ - distância da estação 2 à QR do SR em X, mm ou m
 Lr_1 - distância do c.g. do CV ao eixo traseiro em X, mm ou m
 Lr_{15} - distância do c.g. do CV à QR, mm ou m
 Lr_2 - distância do c.g. do SR ao segundo eixo deste em X, mm ou m
 Lr_5 - distância da QR ao eixo traseiro do cavalo em X, mm ou m
 Ls_2 - distância da QR ao segundo eixo do semi-reboque em X, mm ou m
 Lt_2 - distância da QR ao terceiro eixo do semi-reboque em X, mm ou m
 M - massa do corpo (o do veículo), kg
 M_1 - massa do cavalo, kg
 M_2 - massa do semi-reboque, kg
 M_k - massa do componente k, kg
 Mz - momento (torque) autoalinhante do pneumático, N·m
 ne_2 - número de eixos do semi-reboque
 $nrod_2$ - número de rodas por eixo do semi-reboque
 $Oxyz$ - sistema de coordenadas
 p_i - pressão do ar no interior do pneu, N/m²
 Q_p - carga colocada na estação i com o passeio do c.g., N
 R - velocidade de guinada do CV, m/s
 r_s - velocidade de guinada do SR, m/s

- R - raio de curva, m
- Rd_{in_i} - raio dinâmico das rodas do eixo i, mm ou m
- Rd_{in1} - raio dinâmico das rodas dos eixos do CV, mm ou m
- Rd_{in2} - raio dinâmico das rodas dos eixos do SR, mm ou m
- Rd_{51X} - força na QR do CV em X, N
- Rd_{51Y} - força na QR do CV em Y, N
- Rd_{51Z} - força na QR do CV em Z, N
- Rd_{52X} - força na QR do SR em X, N
- Rd_{52Y} - força na QR do SR em Y, N
- Rd_{52Z} - força na QR do SR em Z, N
- Ri₁ - força de inércia na direção longitudinal do CV (em X), mm ou m
- Ri₂ - força de inércia na direção longitudinal do SR (em X), mm ou m
- Rss - raio de curva em regime permanente, m
- S₁ - bitola do eixo dianteiro do CV, mm ou m
- S₂ - bitola dos eixos do SR, mm ou m
- Sfmáx. - espaço de freagem máximo, m
- Sle₁ - distância do c.g. do CV ao LE deste em Y, mm ou m
- Sle_{1i} - distância do c.g. do CV ao LE deste em Y, considerando o peso da carga colocado na estação i, mm ou m
- Sle₁₁ - distância do c.g. do CV ao LE deste em Y, considerando o peso da carga colocado na estação 1, mm ou m
- Sle₁₂ - distância do c.g. do CV ao LE deste em Y, considerando o peso da carga colocado na estação 2, mm ou m
- Sle₁₃ - distância do c.g. do CV ao LE deste em Y, considerando o peso da carga colocado na estação 3, mm ou m
- Sle_{11e} - distância do c.g. do CV ao LE deste em Y, considerando o limite de peso estático nas rodas do LE do CV, mm ou m
- Sle_{11d} - distância do c.g. do CV ao LE deste em Y, considerando o limite de peso estático nas rodas do LD do CV, mm ou m
- Sle₂ - distância do c.g. do SR ao LE deste em Y, mm ou m
- Sle_{2i} - distância do c.g. do SR ao LE deste em Y, considerando o peso da carga colocado na estação i, mm ou m

- S_{le21} - distância do c.g. do SR ao LE deste em Y, considerando o peso da carga colocado na estação 1, mm ou m
 S_{le22} - distância do c.g. do SR ao LE deste em Y, considerando o peso da carga colocado na estação 2, mm ou m
 S_{le21e} - distância do c.g. do SR ao LE deste em Y, considerando o limite de peso estático nas rodas do LE do SR, mm ou m
 S_{le21d} - distância do c.g. do SR ao LE deste em Y, considerando o limite de peso estático nas rodas do LD do SR, mm ou m
 S_{qle_i} - distância da estação i ao LE do CV em Y, mm ou m
 $S_{qle_{11}}$ - distância da estação 1 ao LE do CV em Y, mm ou m
 $S_{qle_{12}}$ - distância da estação 2 ao LE do CV em Y, mm ou m
 $S_{qle_{13}}$ - distância da estação 3 ao LE do CV em Y, mm ou m
 $S_{qle_{2i}}$ - distância da estação i ao LE do SR em Y, mm ou m
 T_i - torques ao redor do eixo i, N·m
 V - velocidade do escorregamento lateral do veículo (ou CV), m/s
 v_s - velocidade do escorregamento lateral do SR, m/s
 V - velocidade linear de avanço, km/h, m/s ou mph
 V_t - velocidade de tombamento do veículo, km/h ou mph
 W - peso do veículo, N
 W_1 - peso do cavalo, N
 W_{1p} - peso do cavalo com o passeio do c.g. do CV, N
 W_2 - peso do semi-reboque, N
 W_2^* - peso do SR sem as rodas do primeiro e segundo eixos deste, N
 W_{2p} - peso do SR com o passeio do c.g. do SR, N
 W_{df_1} - peso dinâmico no eixo dianteiro do CV, N
 $W_{d\%f_1}$ - peso dinâmico percentual no eixo dianteiro do CV, %
 W_{dr_1} - peso dinâmico no eixo traseiro do CV, N
 $W_{d\%r_1}$ - peso dinâmico percentual no eixo traseiro do CV, %
 W_{dr_2} - peso dinâmico nos eixos do SR, N
 $W_{d\%r_2}$ - peso dinâmico percentual nos eixos do SR, %
 W_{dt} - peso dinâmico total nos eixos do CV-SR, N
 $W_{d\%t}$ - peso dinâmico total percentual nos eixos do CV-SR, N

- Wf_1 - peso estático no ED do CV, N
 Wld_1 - peso estático nas rodas do LD do CV, N
 Wld_2 - peso estático nas rodas do LD do SR, N
 Wlf_1 - limite de peso estático no eixo dianteiro do CV, N
 $Wlle_1$ - limite de peso estático nas rodas do LE do CV, N
 $Wlld_1$ - limite de peso estático nas rodas do LD do CV, N
 Wlr_1 - limite de peso estático no eixo traseiro do CV, N
 Wlr_2 - limite de peso estático nos eixos do SR, N
 WLS_1 - limite de peso estático na QR do CV, N
 Wq - peso da carga colocada no CV, N
 Wq_i - peso da carga colocada na estação i do CV, N
 Wr_1 - peso estático no ET do CV, N
 Wr_{1ED} - peso estático no ET do CV com levantamento do ED do CV, N
 Wr_2 - peso estático nos eixos do SR, N
 Wr_2^* - peso estático no terceiro eixo do SR sem as rodas dos outros eixos, N
 $Wrod_2$ - peso de cada roda do semi-reboque, N
 Wr_{2QR} - peso estático no terceiro eixo do SR com o levantamento da QR deste, N
 w_t - largura máxima da banda do pneu não defletido, mm ou m.
 X - eixo X do sistema de coordenadas Oxyz
 X_G - coordenada em x da posição de G, mm ou m
 X_K - coordenada em x da posição de G do componente k, mm ou m
 XZ - plano que contém os eixos X e Z do sistema de coordenadas Oxyz
 X - distância entre o eixo que passa pelo c.g. do veículo sem a carga e o c.g. do veículo carregado, mm ou m
 Y - eixo Y do sistema de coordenadas Oxyz
 Z - eixo Z do sistema de coordenadas Oxyz
 α - ângulo de escorregamento do pneumático, rad. ou graus
 α_f - ângulo de escorregamento dos pneumáticos do ED do CV, rad. ou graus
 α_r - ângulo de escorregamento dos pneumáticos do ET do CV, rad. ou graus
 α_s - ângulo de escorregamento dos pneumáticos dos eixos do SR, rad. ou gr.
 α_i - aceleração rotacional ao redor do eixo i , s^{-1}
 β - ângulo de escorregamento lateral do veículo, rad. ou graus

- γ - ângulo de inclinação do pneu sobre a pista (“camber”), rad. ou graus
 Δ - deflexão relativa do pneumático, mm ou m.
 ΔF_{zf} - parcela da carga transferida no ED dos pneus externos para os internos na curva, N
 ΔF_{zr} - parcela da carga transferida no ET dos pneus externos para os internos na curva, N
 ΔF_{zs} - parcela da carga transferida nos eixos do SR dos pneus externos para os internos na curva, N
 δ - ângulo de esterçamento, rad. ou graus
 ζ - taxa de amortecimento
 η_{bp} - eficiência da freagem com o passeio do c.g., %
 θ - ângulo entre a linha radial para as raízes e o eixo real negativo no plano complexo, rad. ou graus
 ι_z - índice dinâmico
 λ_i - raízes da equação característica do sistema veicular, s^{-1}
 μ - coeficiente de adesão entre pneumático e pavimento
 ξ - fator de amortecimento
 σ - parte real do par complexo
 τ - variável tempo
 φ_f - ângulo de posicionamento dos pneus do ED do CV, rad. ou graus
 φ_r - ângulo de posicionamento dos pneus do ET do CV, rad. ou graus
 φ_s - ângulo de posicionamento dos pneus dos eixos do SR, rad. ou graus
 ψ - ângulo de guinada do SR em relação ao CV, rad. ou graus
 ω - frequência amortecida da oscilação, s^{-1}
 ω_n - frequência natural não amortecida, s^{-1}
 ΣF_x - somatório de forças em X
 ΣF_z - somatório de forças em Z
 ΣM_A - somatório de torques no ponto A
 ΣM_B - somatório de torques no ponto B
 ΣM_C - somatório de torques no ponto C
 ΣM_D - somatório de torques no ponto D

RESUMO

HORTA, J. C. (1999). *Estudo da estabilidade direcional de veículos combinados tipo cavalo semi-reboque*. São Carlos, 1999. 205p. Tese (Doutorado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

Estudo da estabilidade direcional de veículos combinados tipo cavalo semi-reboque utilizando a técnica do “passeio do centro de gravidade”. Obtêm-se as diversas posições que o centro de gravidade do veículo poderia ocupar, respeitando os limites de carregamento que o fabricante e a legislação impõem. Estas posições são consideradas como diferentes formas possíveis de carregamento do veículo. Para cada posição são obtidas as curvas que representam os movimentos característicos do veículo ante uma pequena perturbação externa. Calculam-se também as taxas de amortecimento para estes movimentos durante trajetórias curvilínea e retilínea. O desempenho na estabilidade direcional do veículo é mostrado levando em consideração a influência de vários fatores como a variação da carga e do momento de inércia, a variação da posição do centro de gravidade do semi-reboque e a transferência de carga entre eixos ou entre pneus, devido à aplicação de aceleração lateral ou longitudinal. Uma modificação realizada no veículo exemplo é avaliada dinamicamente permitindo a comparação entre o veículo real e o modificado. As condições operacionais com menor margem de estabilidade direcional são indicadas para que possam ser evitadas pelos usuários e, assim, elevar a segurança nas estradas e possibilitar a utilização mais racional e eficiente do equipamento.

Palavras chave: Veículos articulados, cavalo semi-reboque, dinâmica veicular, estabilidade veicular, estabilidade direcional, veículos pesados.

ABSTRACT

HORTA, J. C. (1999). *Study of the directional stability of combined truck semi-trailer type vehicles*. São Carlos, 1999. 205p. Tese (Doutorado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

Study of the directional stability of vehicles of the type combined truck semi-trailer using the “centre of gravity range” technique. Various positions that the centre of gravity of the vehicle may occupy are obtained respecting the limits of load that the manufacturer and the legislation imposes. These positions are considered as several possible forms of loading the vehicle. For each position the curves are obtained that represent the characteristic movements of the vehicle under the effect of a small external interference. The ratio of damping for these movements during curved and straight trajectories are also calculated. The performance of the directional stability of the vehicle is shown to take into account the influence of various factors, these are the variation of the load and of the moment of inertia, the variation of the position of the centre of gravity of the semi-trailer and the transfer of load between axles or between tires due to the application of lateral or longitudinal acceleration. A modification carried out on the example vehicle is evaluated dynamically permitting the comparison between the real and modified vehicles. The conditions of operation with minor margin of directional stability are indicated so that they may be avoided and so increase safety on the highways and to make possible the most rational and efficient use of the equipment.

Key words: Articulated vehicles, tractor semi-trailer, vehicle dynamics, vehicle stability, directional stability, heavy vehicles.

1. INTRODUÇÃO

Atualmente os veículos articulados pesados rodoviários são amplamente usados em todo o mundo para fins comerciais por considerações econômicas. No Brasil, onde o transporte de cargas pelo meio rodoviário alcança aproximadamente 70 % do valor total (BRASIL, 1993), este tipo de veículo carrega uma parte considerável desse valor. Pelas próprias características destes veículos (grande porte, alta capacidade de carga, grande diversidade de tipos de carga, etc.) seu envolvimento em acidentes rodoviários causam grandes perdas materiais e humanas, motivo pelo qual o problema da segurança das combinações veiculares articuladas tem uma enorme importância hoje, sendo objetivo primordial dos pesquisadores a elevação da eficiência e da segurança ativa dos veículos comerciais.

O comportamento seguro dos veículos rodoviários depende em grande parte de suas características dinâmicas, em particular, de seu desempenho na dirigibilidade, na estabilidade e na freagem. A condução de um veículo não estável exige do motorista a constante correção da direção do movimento, o que feito durante um longo período de tempo induz o motorista a uma tensão nervosa e ao cansaço rápido, elevando a possibilidade de acidentes. A perda da estabilidade do veículo é percebida através da eventual mudança de direção do movimento, através do seu tombamento, ou pelo escorregamento dos pneus na pista.

Assim, o estudo do comportamento dinâmico do veículo compreende sobretudo o estudo da dinâmica lateral a qual é uma característica de desempenho freqüentemente denominada "handling". Este termo é usado para representar a facilidade de controle da resposta de um veículo ante uma entrada de esterçamento ou perturbações externas e constitui uma medida global do comportamento da combinação veicular. Alguns autores (GILLESPIE, 1992, por exemplo) usam o termo como medida do desempenho do sistema incluindo a ação do motorista.

Os veículos articulados pesados apresentam um conjunto de características próprias e um comportamento dinâmico lateral muito mais complexo do que um veículo simples. A grande variabilidade da massa e do momento de inércia, características dos veículos articulados pesados, influenciam bastante seu desempenho dinâmico. A posição do centro de gravidade das unidades da combinação veicular também é um parâmetro muito importante e decisivo para o comportamento estável do veículo articulado.

As características anteriormente mencionadas são factíveis de ser mantidas sob controle pelo usuário do veículo, desde que sejam desenvolvidos estudos prévios que determinem as condições de carregamento e operação menos seguras, podendo assim evitá-las, possibilitando o uso mais racional e seguro do veículo e conseqüente aumento da segurança nas estradas.

A previsão teórica do desempenho de um veículo em qualquer condição operacional e de carregamento permite aos especialistas compreender com maior abrangência e precisão os fenômenos físicos que ocorrem na interação veículo - carga - pavimento, identificando fatores preponderantes, suas tendências, suas dependências, etc., com a intenção de se prever o comportamento do veículo antes mesmo de ser construído um protótipo ou depois durante a sua utilização. Nesta direção é comum o uso de modelos matemáticos que permitam o desenvolvimento e a previsão do desempenho dos sistemas veiculares com menor custo e tempo e a otimização das suas características dinâmicas. Estabelecendo-se leis físicas apropriadas e hipóteses simplificadoras são obtidas equações que representam os aspectos mais relevantes do comportamento do veículo a ser estudado.

Os estudos experimentais da estabilidade dos veículos articulados pesados rodoviários são limitados pelo alto custo associado ao risco de acidentes com danos materiais e até humanos. São ainda necessários uma pista de teste, instrumentação adequada e equipamentos para a realização dos mesmos (DUGOFF & MURPHY, 1971). Por estes motivos, a construção de um protótipo virtual (modelo matemático do veículo) e a simulação com o auxílio de ferramentas computacionais é um caminho necessário para estudos deste tipo.

É objetivo da presente pesquisa realizar um estudo teórico e qualitativo sobre a estabilidade de veículos rodoviários comerciais combinados, em particular as combinações cavalo semi-reboque, utilizando a técnica do passeio do centro de gravidade (balanceamento estático) (CANALE, 1991; FERNANDES, 1994)¹ em diferentes condições de carregamento e de movimento do veículo. Para isto serão obtidas as raízes do polinômio característico da composição e os fatores de amortecimento dos movimentos característicos associados durante trajetórias curva e reta. Vários fatores terão estudada a sua influência na estabilidade direcional da combinação como por exemplo a variação da carga e do momento de inércia, a variação da posição do centro de gravidade do semi-reboque e as mudanças na transferência de carga entre eixos ou entre pneus devido à aplicação da aceleração lateral ou longitudinal.

A pesquisa visa oferecer subsídios ao engenheiro automotivo nas diversas fases de projeto e otimização destes veículos, mas sobretudo, oferecer aos usuários do equipamento um mapa do desempenho dinâmico do veículo sob diferentes condições operacionais para que o veículo possa ser utilizado de forma mais racional e segura. Aqui as condições de operação com menor margem de estabilidade serão indicadas e colocadas junto com as condições de operação com pior desempenho na freagem anteriormente definidas por FERNANDES (1994). Assim o usuário terá uma informação valiosa, de fácil entendimento e aplicação, com a qual poderá evitar as condições de operação que colocam o veículo em risco de acidentes.

Paralelamente será realizado um estudo comparativo entre duas combinações diferentes de cavalo semi-reboque, uma muito utilizada no Brasil e composta de um cavalo de dois eixos e um semi-reboque de três eixos; outra mais utilizada no exterior (Estados Unidos e Europa), composta de um cavalo de três eixos e um semi-reboque de dois eixos. A comparação tenta dar uma resposta fundamentada à polêmica existente no Brasil sobre qual das duas combinações é mais estável e segura. Provavelmente a primeira combinação tem amplo uso no Brasil pelo fato de que a legislação permite um limite de peso por eixo de 10 000 kgf (98 100 N) quando o eixo traseiro do cavalo é simples, e de 8 500 kgf (83385 N) quando o cavalo apresenta mais de um eixo traseiro.

¹ Ver apêndice desta tese.

A pesquisa justifica-se pelo fato de ser orientada, fundamentalmente, ao usuário do veículo, que em geral desconhece a influência das variáveis em estudo no desempenho e segurança veicular, e baseia-se, para tomar as suas decisões, sobretudo em considerações econômicas e legislativas, o que poderia ser um dos motivos do alto número de acidentes que acontecem nas estradas brasileiras envolvendo veículos combinados comerciais. O trabalho visa a transposição à realidade brasileira de estudos deste tipo e o uso nos estudos de dinâmica veicular da técnica de balanceamento estático, muito utilizada na aeronáutica. A compilação, revisão e tradução de literatura em línguas estrangeiras para o português poderia ser também uma contribuição desta pesquisa visando facilitar trabalhos futuros mais abrangentes.

Objetivando dar um suporte para o desenvolvimento da pesquisa e a consecução dos objetivos propostos, uma ampla revisão bibliográfica é apresentada no capítulo 2 desta tese. Primeiramente é realizada uma revisão dos principais trabalhos de pesquisa desenvolvidos na área e relacionados com a estabilidade direcional dos veículos articulados e com a modelagem do pneumático. Depois apresenta-se uma descrição das características principais dos veículos articulados e das forças que atuam neles. Por último é feita uma revisão das definições e métodos utilizados nas pesquisas de estabilidade veicular e que proporcionam a base metodológica para o estudo.

O capítulo 3 é dedicado à descrição da modelagem matemática e a metodologia aplicada no estudo. Aqui são explicadas as particularidades do modelo para o estudo da estabilidade durante movimentos curvilíneos e retilíneos sem e com a aplicação da técnica do passeio do centro de gravidade. As simplificações e hipóteses adotadas são descritas e justificadas. Dá-se também uma caracterização da modelagem do pneumático utilizada e das ferramentas elaboradas e/ou utilizadas para os cálculos. Finalmente são dadas as características das combinações veiculares selecionadas para o estudo.

No capítulo 4 é determinada a posição do centro de gravidade das unidades veiculares em condição operacional (em ordem de marcha) e são obtidas todas as posições possíveis e admissíveis do centro de gravidade através da aplicação da técnica do balanceamento estático ou “passeio do centro de gravidade”. O estudo do

centro de gravidade é desenvolvido tanto para as unidades veiculares do veículo combinado real como para o veículo combinado modificado¹.

Os resultados da pesquisa são apresentados no capítulo 5. Eles são divididos de acordo com a condição de movimento do veículo e considerando ou não o passeio do centro de gravidade. Também são mostrados os resultados da influência de vários fatores na estabilidade tais como: a massa, o momento de inércia de guinada do semi-reboque, a velocidade, o raio de curva, a posição da quinta roda e a ação da desaceleração longitudinal. Por último é realizada a comparação da estabilidade das duas combinações veiculares em estudo através da análise dos resultados obtidos para estes veículos quando colocados em algumas condições específicas de movimento.

O capítulo 6 revela as conclusões do estudo. Aqui são mostradas as formas para a otimização do carregamento e para a determinação dos limites de velocidades do veículo considerando o passeio do centro de gravidade. Também apresentam-se as conclusões finais sobre a comparação do desempenho na estabilidade das duas combinações veiculares em estudo e, em geral, sobre todos os aspectos do trabalho desenvolvido.

No capítulo 7 são feitas recomendações sobre as direções de trabalhos futuros dentro desta linha de pesquisa visando contribuir com o aumento da segurança veicular nas estradas brasileiras.

¹ Modificação: cavalo de três eixos e semi-reboque de dois eixos (no veículo real apresentam-se dois e três eixos respectivamente).

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Revisão de trabalhos publicados.

2.1.1 Trabalhos iniciais.

A primeira pesquisa documentada referente à estabilidade dinâmica de veículos combinados foi realizada em 1937 por HUBER & DIETZ apud DUGOFF & MURPHY (1971) na cidade de Stuttgart, Alemanha. O estudo referiu-se especificamente à estabilidade lateral de veículos compostos por um reboque de dois eixos movimentando-se em direção reta e com geometria "Ackerman" no mecanismo de direção. O trabalho foi experimental consistindo num teste com um modelo reduzido em uma esteira sem fim, onde o modelo de reboque foi restringido lateralmente através de molas colocadas no extremo dianteiro (ponto de conexão) da barra de reboque. Assim, o movimento lateral do ponto de conexão, que segundo os autores seria produzido pela oscilação vertical do cavalo (molas da suspensão e elasticidade vertical do pneu), foi limitado. A conclusão principal foi que as oscilações de guinada ("yaw") do reboque podem ser eliminadas com efetividade introduzindo o amortecimento do pivô ("kingpin"). Segundo VLK (1985), outras maneiras encontradas para diminuir estas oscilações laterais são a eliminação das folgas no mecanismo de direção e na barra de reboque, o alongamento da distância entre eixos e da barra de reboque, e a aplicação de níveis moderados de esforço de freagem no eixo dianteiro do reboque.

Em 1938, no próprio Colégio de Stuttgart, ZIEGLER apud VLK (1982, 1985), completou o trabalho de HUBER & DIETZ, com um trabalho teórico

consistente na avaliação da estabilidade dinâmica de reboques de um e dois eixos¹ movimentando-se a velocidade constante em uma superfície plana e freando em uma superfície longitudinalmente inclinada, através do Critério de Hurwitz (ver epígrafe 2.3.4 deste capítulo), mostrando que vibrações auto-excitadas foram desenvolvidas acima do valor da velocidade de avanço crítica do veículo; dando assim a base do conceito de “velocidade de avanço crítica do veículo articulado”. Naquele momento ainda não se conhecia a correlação entre a força lateral e o ângulo de escorregamento no pneu. Ele baseou-se na hipótese de que a força lateral no pneu tem a forma do amortecimento de Coulomb. O fato de desprezar a influência do escorregamento lateral nos pneus originado quando se realiza uma curva, e de fazer algumas simplificações, determinaram a desconfiança nas conclusões dele.

Em 1951-1952 WILLIAMS apud DUGOFF & MURPHY (1971) assumiu o movimento do veículo como um movimento a velocidade constante (tanto na componente longitudinal como lateral) no eixo dianteiro do cavalo e com as forças laterais nos pneus sendo proporcionais aos deslocamentos laterais do contato pneumático- pavimento com relação ao aro da roda.

Em 1955 LAURIEN apud VLK (1985) chegou à conclusão de que as oscilações de guinada do reboque podem ser suprimidas com efetividade através da introdução do amortecimento de Coulomb no ponto de conexão e no mecanismo de direção do reboque. O amortecimento de Coulomb adicional na direção do reboque (sendo de plataforma giratória ou de geometria “Ackerman”) resulta na não aparição de oscilações naturais nem auto-excitadas no reboque. Contudo ele indicou os reboques com direção de geometria “Ackerman” mais propensos a ter oscilações laterais que os reboques com direção por plataforma giratória (“dolly”).

Também observou que a rigidez das molas do mecanismo de suspensão tem influência na oscilação lateral do reboque, sendo que o bloqueio das molas resulta numa diminuição da oscilação lateral do reboque.

MILLIKEN & WHITCOMB e SEGEL apud KURTZ & ANDERSON (1977) apresentaram em 1956-1957 dois artigos muito importantes dentro da dinâmica veicular. Os autores, sendo engenheiros aeronáuticos, aplicaram técnicas aeronáuticas aos veículos rodoviários, apresentando também um material histórico

¹ Nesta revisão é usado o termo “reboque” também para o semi-reboque (ou reboque de “só um eixo”).

que define a terminologia claramente e inclui uma bibliografia extensa. SEGEL descreve um modelo de veículo simples e apresenta uma descrição excelente de muitos dos conceitos físicos envolvidos na análise e modelagem do veículo. Ele tem o mérito da introdução posterior (1963) do uso do sistema de coordenadas fixo no veículo. Estes trabalhos também são de relevante importância para os veículos articulados já que como é sabido o estudo dos veículos articulados não envolve princípios que não sejam usados no estudo dos veículos simples.

– SLIBAR & PASLAY (1957) descreveram o comportamento de um reboque de um eixo e usaram o conceito mais avançado de “ângulo de escorregamento do pneu” sendo este linearmente proporcional às forças laterais, mas eles arbitrariamente indicam o movimento do ponto de conexão como composto pela componente da velocidade longitudinal constante e a componente da velocidade lateral senoidal, isto é, consideraram ainda o movimento harmônico do ponto de conexão. Como assinalou SEGEL (1958) isto reduz o problema a um sistema de um simples grau de liberdade, sendo que elimina a possibilidade de amortecimento negativo, não podendo assim apresentar instabilidade. Em 1958 SLIBAR & PASLAY apud VLK (1982, 1985) pesquisaram a dinâmica de um reboque de dois eixos com a condição de movimento de avanço do ponto de conexão em linha reta e com um modelo matemático de dois graus de liberdade: ângulo de oscilação lateral da barra de conexão e ângulo de oscilação lateral do corpo do reboque. O maior mérito destes pesquisadores foi que foram os primeiros a considerar, nos modelos matemáticos do reboque, a influência do escorregamento na força lateral nos pneus.

Em 1959 ZAKIN apud VLK (1982, 1985) publicou os resultados de uma pesquisa experimental usando modelos reduzidos sobre a oscilação lateral de semi-reboques e reboques e em 1960 complementou seu estudo através de uma investigação teórica e um teste de campo com veículos reais. Ele considerou o movimento retilíneo do ponto de conexão, deduzindo a relação para o cálculo da velocidade crítica através do Critério de Hurwitz. A mais importante conclusão feita por ZAKIN foi que as oscilações laterais do reboque diminuem com uma distância entre eixos e uma barra de conexão compridas, com a menor massa possível do reboque, com o centro de gravidade do reboque situado no ponto médio da distância entre eixos e diminuindo a sua altura.

MOROZOV et al. (1962) desenvolveram uma investigação teórica da dinâmica lateral de um reboque de dois eixos e de plataforma giratória. O objeto do estudo foi o efeito da quantidade de folga lateral no ponto de conexão, do momento de fricção e da posição do centro de gravidade. Ele achou que a folga no movimento lateral da conexão não deve exceder de 10 a 15 mm, que a amplitude lateral do reboque não deve exceder 40 mm para qualquer magnitude do momento de fricção e para qualquer posição do centro de gravidade do reboque. Em 1963 MEYER apud VLK (1985) estudou teoricamente a influência da rigidez lateral dos pneus, da distância entre eixos e do comprimento do reboque sobre a frequência natural e a taxa de amortecimento das oscilações de guinada do reboque usando um modelo matemático simples do desempenho de um reboque com dois graus de liberdade e com a suposição de movimento retilíneo de avanço do ponto de conexão.

As pesquisas dos autores anteriormente citados constituem o estado da arte sobre o assunto antes do advento do computador. Todos os trabalhos citados foram substancialmente limitados à pesquisa da estabilidade lateral do reboque separadamente, sem considerar a correlação com o cavalo. “A falha característica destes pesquisadores pioneiros na área foi não considerar a interdependência entre os movimentos do cavalo e do reboque, deixando muito espaço para a improvisação” (DUGOFF & EHRLICH, 1968).

2.1.2 Trabalhos teóricos clássicos

No começo dos anos 60 foram iniciadas as pesquisas da estabilidade direcional e do controle da combinação veicular completa durante a realização de uma curva. A análise simplificada de um giro em regime permanente de um cavalo de dois eixos com um reboque de só um eixo, foi realizada em 1961 por CLARK & SEGEL apud VLK (1982).

Uma contribuição clássica no campo da pesquisa teórica da dinâmica direcional dos veículos articulados foi feita particularmente por JINDRA (1963, 1965); ELLIS (1964, 1966); HALES (1965, 1966, 1967); SCHMID (1967) e BUNDORF (1967). Nestes estudos a dinâmica fundamental de um número de

veículos articulados rodoviários compostos por diversas unidades foi identificada sobre a base de modelos matemáticos lineares.

CLARK, SEGEL, JINDRA e BUNDORF abordam o veículo como um sistema linear com graus de liberdade no plano horizontal somente sem considerar o efeito de "roll" e "pitch". O resultado mostra uma analogia direta com o desempenho de giro em regime permanente de um automóvel convencional.

HALES (1967) mostrou que o conceito de "margem estática", amplamente usado como qualidade de "handling" nos automóveis convencionais, para o caso de veículos articulados tem uma relação não única em relação à estabilidade dinâmica, o que determina a impossibilidade de caracterizar a qualidade total de "handling" para este tipo de veículo, em algum grau de generalidade, em termos de índice de desempenho em regime permanente. Ele constatou que para os veículos articulados simples, que tem um grau de liberdade adicional, a instabilidade aperiódica de "oversteering" é um dos dois modos possíveis de instabilidade, mas não o modo prevaiente.

JINDRA (1963, 1965, 1966) achou a relação de equilíbrio entre o raio de giro e o ângulo de esterçamento para combinações cavalo reboque e afirmou que essa relação é válida também para as combinações cavalo semi-reboque reboque ("double") e para uma combinação simples cavalo - semi-reboque. Ele aplicou a relação anterior em estudos numéricos para avaliar a sensibilidade da resposta em regime permanente com relação a várias características básicas do veículo, particularmente para os do cavalo semi-reboque e do cavalo reboque. Os resultados de JINDRA mostram que cada tipo de veículo pode apresentar um comportamento de sobreesterçamento ("oversteer") ou subesterçamento ("understeer"), o que depende, de fato, do sinal da margem estática que pode mudar simplesmente através da variação da carga e da distribuição da mesma dentro dos limites de operação normais do veículo. Assim, a qualidade de "understeer" ou "oversteer" do veículo articulado é uma função implícita de todas as variáveis que afetam a distribuição de carga do reboque.

O advento do computador facilitou a solução das equações lineares que descrevem o movimento do veículo combinado em um plano horizontal limitado. JINDRA (1963); HALES (1965, 1967); ELLIS (1966); SCHMID (1967) e

KULLBERG et al. (1967), analisaram a estabilidade dinâmica de um veículo combinado simples de três eixos movimentando-se a velocidade linear constante. HALES (1967) estudou numericamente a influência de vários parâmetros básicos de um veículo definido, tanto para as características de estabilidade aperiódica como oscilatória. Ele chegou a um resultado interessante: a variação paramétrica que tende a beneficiar a estabilidade aperiódica prejudica grandemente a estabilidade oscilatória. DUGOFF (1968) também constatou este efeito e associou o mesmo com variações significativas no Discriminante de Routh (método de análise da estabilidade através do Critério de Routh - Hurwitz). Isto tem implicações práticas desafortunadas desde o ponto de vista do projetista e a solução mais otimista é a possibilidade da otimização.

A estabilidade dinâmica de veículos multiarticulados foi analisada por SCHMID (1964, 1967) e JINDRA (1965, 1966). Estes trabalhos deram a base para a análise teórica da dinâmica direcional das combinações cavalo reboque. Aqui JINDRA obteve soluções numéricas de uma equação característica de ordem seis derivada para uma combinação de cavalo reboque com as mesmas hipóteses que ele fez para o caso da combinação cavalo semi-reboque (JINDRA, 1963). Os estudos paramétricos mostraram similaridade substancial com o caso de veículos articulados simples. O trabalho analítico de SCHMID fundamentou as causas desta similaridade. Para o caso da configuração dupla cavalo semi-reboque reboque, JINDRA concluiu que a solução da equação característica de ordem superior com o método do computador digital é muito trabalhosa e por isso selecionou a simulação analógica computadorizada. Ele pesquisou a resposta do veículo diante de pequenas entradas degrau de esterçamento, e também a influência de vários outros parâmetros nessa resposta. Este foi um trabalho de resultados incompletos, mas foi o primeiro exemplo onde por motivo da complexidade matemática tentou-se a simulação.

A interdependência entre os movimentos do cavalo e da unidade rebocada foi introduzida pela primeira vez nos trabalhos teóricos de JINDRA (1963, 1965) e SCHMID (1964). As mais importantes conclusões feitas por SCHMIDT (1964) foram relacionadas com a influência de várias características de projeto do veículo combinado na estabilidade direcional do mesmo. JINDRA também indicou os fatores que favorecem a estabilidade para as combinações veiculares tipo cavalo - reboque

quando o reboque apresenta esterçamento através de plataforma giratória (“dolly”) ou esterçamento “Ackerman”.

No trabalho de SCHMID (1967) analisou-se também a influência da freagem na resposta direcional do veículo articulado através do desenvolvimento de forças de tração ou compressão no ponto de conexão inter-unidades (pino de conexão) que produzem torques que tendem ao alinhamento ou dobramento do trem veicular. Ele adotou o ponto de vista quase estático para deixar evidente que o uso dos freios do reboque, ou a distribuição parcializada das forças de freagem no reboque, tendem a produzir uma influência estabilizadora no movimento do veículo articulado. Esta influência é dada através da geração de forças de tração no pino de conexão, proporcionando que os valores produzidos de escorregamento longitudinal sejam suficientemente moderados para que a capacidade de realizar curvas dos pneumáticos do reboque não seja significativamente prejudicada.

A primeira simulação não linear da dinâmica direcional de veículos articulados foi realizada por ELLIS (1963). Neste trabalho, dedicado principalmente à dinâmica do veículo durante a freagem, ele fez também alguns cálculos relacionados com a resposta diante de entradas de esterçamento de um cavalo semi-reboque não freado. As simulações não foram suficientemente amplas para permitir-se chegar em conclusões com algum grau de generalidade, mas o trabalho tem uma importância histórica e apresentou as forças laterais nos pneus em termos de uma função de terceira ordem dos ângulos de escorregamento. Esta função, como foi mostrado posteriormente por NOTHSTINE & BEAUVAIS (1963), permitiu se obter uma representação precisa sobre uma ampla série de condições de operação.

Em 1967, na Suécia, KULLBERG et al. apud KURTZ & ANDERSON (1977) publicaram o primeiro estudo teórico e experimental envolvendo carros de passeio com reboques. O estudo foi dividido em duas partes: a primeira dedicada a estabilidade sem freagem e a segunda a desempenho dinâmico durante a freagem. Na primeira parte eles usaram um modelo linear com equações de movimento convencionalmente linearizadas e restringidas no plano de guinada (“yaw”) e desenvolveram testes para obter dados experimentais de taxas de amortecimento. As comparações indicaram uma concordância qualitativamente substancial entre os valores computados e medidos para o coeficiente de amortecimento das oscilações

periódicas do reboque. No entanto, quantitativamente, os resultados dos valores calculados foram maiores que os resultados dos valores medidos, o que indica que a aproximação teórica convencional tende a prever as características de estabilidade com certo valor de erro na direção não conservativa. Eles concluíram que as taxas de amortecimento são uma função complicada dos parâmetros do sistema e fizeram recomendações qualitativas para os valores destes parâmetros visando lograr um desempenho rodoviário aceitável.

MIKULCIK E.C. (1971) utilizou a mesma representação de mecanismo de pneu de ELLIS (1963) mas num modelo não linear mais abrangente. Ele aplicou o modelo a uma série ampla de condições de simulação utilizando o conceito do chamado círculo de atrito (também utilizado por ELLIS) para considerar a interação entre a força lateral e a força de freagem. Para isto ele fez uma simulação digital computadorizada de um veículo articulado simples de três eixos incorporando graus de liberdade de "pitch" e "roll" e restrições no pino de conexão correspondentes com as características do mesmo. Ele estudou a resposta do veículo articulado ante grandes entradas de esterçamento e, através disto, identificou as condições de acotovelamento ("jackknife") associadas com os limites da aderência pneumático - pavimento. Os pesquisadores anteriores tinham limitado as suas análises às manobras menos severas onde os pneumáticos podiam ser considerados como elasticamente comportados. MIKULCIK também aplicou a simulação digital não linear para pesquisar a efetividade de várias técnicas para a inibição da tendência ao "jackknifing" introduzindo o amortecimento de coulomb e/ou amortecimento viscoso na conexão do cavalo com a unidade rebocada. Os resultados por ele obtidos coincidiram com os de HALES et al. (1966) usando a simulação analógica não linear. Primeiramente estes resultados mostraram que a introdução do atrito de coulomb na conexão pode produzir um efeito estabilizador significativo, mas, por outro lado, deteriora o controle do veículo e por isso não é recomendável. Em segundo lugar os resultados mostraram que a introdução do amortecimento viscoso na conexão pode reduzir a taxa de divergência na instabilidade mas não proporciona estabilidade por si mesma. Esta última conclusão está em contradição direta com uma das conclusões do trabalho experimental de HUBER & DIETZ (1937) e serve de ponto de partida para a dificuldade de interpretação das observações experimentais com respeito ao

conceito matemático de estabilidade dinâmica. O trabalho de MIKULCIK não tinha uma validação experimental, mas, apesar disso, a abrangência sem paralelos do trabalho indubitavelmente representou um avanço significativo na arte da simulação.

Em 1969 SAITO et al. apud VLK (1985) utilizaram pela primeira vez na análise da estabilidade dinâmica de veículos articulados o método de representação gráfica dos autovalores da equação característica no plano complexo, estudando somente o efeito da velocidade de avanço sobre a localização das raízes características no plano complexo.

Assim, até o final da década de sessenta é observado um nível de atividade teórica, até certo ponto substancial, em relação às pesquisas da estabilidade dinâmica dos veículos articulados. No entanto, é observada uma ausência de trabalhos experimentais complementares direcionados à validação das pesquisas teóricas ou a proporcionar respostas diretas às questões específicas que não são susceptíveis de tratamento analítico. De acordo com o estudo experimental da estabilidade dinâmica lateral de um veículo multiarticulado desenvolvido em 1967 por DUGOFF & PAREKH apud DUGOFF & MURPHY (1971), a ausência de dados experimentais referentes às características de estabilidade dos veículos articulados deve-se possivelmente ao risco de acidentes e/ou danos próprios associados com cada teste. Nesse estudo os autores validaram a viabilidade da combinação veicular composta por quatro unidades autopropelidas e avaliaram a influência de vários parâmetros que permitem a caracterização da estabilidade. Também foram recomendados trabalhos adicionais para a predição analítica e a comparação teórico - experimental.

DUGOFF & MURPHY (1971) apresentaram um abrangente estado da arte do desempenho dinâmico de veículos articulados rodoviários onde foram citadas umas setenta e três referências relacionadas com a pesquisa teórica e experimental correspondente à análise tradicional do desempenho veicular: desempenho direcional, desempenho durante a freagem, e desempenho direcional e de freagem combinados. Eles fizeram uma avaliação objetiva sobre as realizações e os problemas desta área do conhecimento e também recomendaram as direções de futuras pesquisas de acordo com as constatações do estudo. Segundo eles, até 1970 foi desenvolvida uma base teórica para a análise da resposta direcional do veículo não freado mas observou-se uma ausência quase total de trabalhos experimentais. No

caso da análise da resposta direcional do veículo ao combinar curva e freagem tinham-se avanços significativos através da utilização de modelos não lineares e técnicas computacionais, mas precisava-se de uma mais cuidadosa caracterização do mecanismo de tração do pneu operando em condições de escorregamento lateral e longitudinal. Eles concluíram que os problemas de controle e estabilidade dos veículos articulados são diferentes dos mesmos problemas nos veículos simples, demandando maior habilidade do motorista que deveria ser medida em termos do potencial de perda de controle baseado no estudo do veículo em todo o intervalo de operação possível e em todas as configurações de projeto existentes. Finalmente eles recomendaram direcionar os estudos futuros a uma caracterização mais cuidadosa do mecanismo do pneu, à validação dos modelos que permitem prever o desempenho, e ao uso dos modelos anteriores para avaliar o potencial de perda de controle sobre a ampla série de parâmetros e condições de operação do veículo, isto é, a relação entre as características de resposta do veículo e o desempenho do sistema veículo – motorista (sistema de laço fechado ou “close loop system”).

2.1.3 Modelos teóricos e métodos de simulação computacional mais complexos; obtenção e uso de dados experimentais

Nos anos da década de setenta as pesquisas foram mais direcionadas ao desenvolvimento da simulação computadorizada mais sofisticada para o manejo dos complexos modelos matemáticos de veículos e pneumáticos.

Dois trabalhos muito importantes no período foram o Programa AVDS II, desenvolvido pelo “Illinois Institute of Technology” (IIT), em Chicago, E.U., e o modelo de trinta e dois graus de liberdade desenvolvido pelo Highway Safety Research Institute (HSRI), em Michigan, E.U.. Também é importante destacar aqui o interessante estado da arte realizado no IIT por ESHLEMAN & DESAI (1972), onde foi reunida uma importante bibliografia.

No modelo desenvolvido pelo IIT para o estudo das características de “handling” de veículos comerciais articulados foi usado o método de trajetória inversa de CHIESA & RINONAPOLI (1967), onde é calculada a entrada de

esterçamento necessária para que o veículo prossiga determinada trajetória. O trabalho incluiu também um grande número de dados experimentais e parâmetros do sistema veicular. O grupo de pesquisa do IIT que dedicou-se ao estudo (SCOPLELITE; HANIFY; ESHLEMAN; D'SOUZA; DESAI; etc.), segundo KURTZ & ANDERSON (1977), achou que as entradas de direção computadas e as observadas coincidiram significativamente para manobras de mudança de faixa, mas foram muito diferentes quando elas foram atribuídas pela estratégia do motorista. Aqui descreveu-se uma simulação de cavalo reboque onde o operador pode interagir com o computador durante a simulação de situações rodoviárias complexas. Eles também apresentaram saídas de computador para situações de "jackknife" e "trailer swing".

No HSRI foi realizado um estudo técnico relacionado com os trabalhos analíticos e experimentais necessários para obter um procedimento que permitisse prever a resposta direcional de caminhões e veículos articulados. O trabalho analítico para o programa de resposta direcional foi precedido pelo desenvolvimento de um código computacional para prever o desempenho durante a freagem. Assim foi possível usar o programa geral para computar a resposta direcional destes veículos durante manobras de freagem e giro combinadas segundo BERNARD (1974, 1974a). KURTZ & ANDERSON (1977) afirmam que a equipe do HSRI (BERNARD, FANCHER, GURNEY, MURPHY, WINKLER, etc.) usou este modelo para estudar vários tipos de manobras (curva em regime permanente, mudança de faixa, manobras durante a freagem) considerando os efeitos de "roll" e "pitch", de conformidade, de pista inclinada, aerodinâmicos, freio desvanecido, e multiplicidade de eixos. No trabalho eles utilizaram os dados mais atuais de pneumáticos (FANCHER & BERNARD (1974)) e valores de parâmetros veiculares (WINKLER (1973)).

As simulações indicadas anteriormente permitem prever vários movimentos dos caminhões e veículos articulados com precisão aceitável. No entanto, elas são custosas no seu uso e precisam de uma grande quantidade de dados de entrada para definir as características do veículo. NALECZ & GENIN (1984) afirmam que estes tipos de simulações são importantes para a análise detalhada dos veículos existentes e para o aperfeiçoamento das configurações veiculares nas etapas finais do projeto.

Paralelamente outros pesquisadores desenvolveram o importante modelo de MIKULCIK (1971) considerando outros componentes e influências como a dinâmica da roda, eixos múltiplos e diferentes modelos de pneus. KRAUTER & WILSON (1972), TOBLER & KRAUTER (1972) e KRAUTER (1975) incluíram no modelo 22 graus de liberdade e estudaram as formas para o controle do “jackknife” durante a freagem em uma curva e concluíram que o sistema de anti-travamento do freio é a forma mais efetiva de controle.

Neste período também foram desenvolvidas outras pesquisas de importância como mostra-se a seguir: OLSON (1973) descreveu um modelo para a pesquisa das características de “handling” de veículos comerciais combinados com dispositivo de anti-travamento dos freios onde estuda o efeito do amortecimento de Coulomb na quinta roda e da localização da mesma. HAZEMOTO (1973) comparou a função transferência, calculada a partir de dados experimentais e de um modelo teórico simples não linear, para um veículo com duplo reboque. Ele analisou as características de “oversteer” e “understeer” e observou, a partir de seu próprio trabalho, a não correlação entre sensibilidade de resposta e estabilidade. HICKNER & ELLIOT (1974) descreveram um modelo desenvolvido por eles e que incluiu a dinâmica rotacional da roda freada. Eles fizeram comparações dos resultados teóricos obtidos com este modelo e resultados de testes com um sistema carro – reboque durante manobras de freagem, de esterçamento pulsante e mudança de pista. MONCARZ et al. (1973) acharam os autovalores para um sistema linearizado cavalo reboque e descreveram estudos de “root locus” dos efeitos de vários parâmetros do sistema. BISIMIS (1975) usou equações linearizadas para achar os autovalores do sistema cavalo reboque. Ele encontrou que o “flutter” ocorre se a velocidade é suficientemente grande e também descreve um mecanismo de direção passiva para o reboque o qual proporciona estabilidade ao sistema. COLLINS & WONG (1974, 1975) usaram um modelo simples para o estudo da estabilidade de um sistema carro - reboque e seu desempenho em regime permanente. Eles acharam que as características de estabilidade podem ser simplesmente correlacionadas em termos de duas relações de parâmetros geométricos (posição do centro de gravidade do reboque entre o comprimento do reboque; comprimento do reboque entre distância entre eixos do carro) e a velocidade não dimensional do veículo. Para os valores destes

parâmetros eles mostraram o lugar geométrico (“locus”) para configurações neutralmente estáveis e para várias velocidades do veículo.

Uma ampla pesquisa foi desenvolvida pelo Swedich Department of Transportation (SDT) na Suécia para determinar um procedimento para a avaliação da estabilidade lateral de combinações de veículos comerciais pesados e propor requisitos obrigatórios a cumprir para obter a homologação da categoria. Os trabalhos feitos pelo SDT resultaram em um conjunto de relatórios entre os quais destacam-se os trabalhos de NORDSTROM, et. al., (1975, 1978). Aqui foi estudado o veículo sobretudo em manobras de mudança de pista e curvas em regime permanente. No relatório de 1978 foram dadas as características de projeto que favorecem o desempenho durante as mudanças de pista.

Em 1975 HALES e SINGH apud VLK (1985) publicaram dois estudos paramétricos avaliando a influência de vários fatores na estabilidade dinâmica de vários veículos cavalo reboque. Para isto eles calcularam os valores das raízes da equação característica de ordem seis e os colocaram em gráficos no plano complexo. HALES estudou a influência da velocidade de avanço, da geometria do “dolly” (localização do centro de gravidade e do pino de conexão), e das variações da carga. Aqui foram identificados os modos de movimento do reboque pobremente amortecidos, que são os piores em condições de pouca carga segundo o autor. A única instabilidade lateral que aconteceu foi o sobreesterçamento (“oversteer”) do cavalo com a localização do centro de gravidade próxima ao eixo traseiro. SINGH chegou as seguintes conclusões: o comportamento do veículo será oscilatório e divergências aperiódicas poderão acontecer se a posição do centro de gravidade do cavalo fica mais próxima do eixo traseiro dele; uma curta barra de tração leva a instabilidades oscilatórias e aperiódicas; a posição ótima do pino de conexão é um pouco a frente do eixo do “dolly” (dependendo também de outros parâmetros do veículo), o que sendo diferente disto pode provocar divergências oscilatórias e aperiódicas ao mesmo tempo; um momento de inércia do cavalo muito grande leva a divergência aperiódica e o momento de inércia do reboque também muito grande provoca um comportamento oscilatório; a rigidez lateral dos pneus do eixo frontal do cavalo deve ser menor que a do eixo traseiro para evitar divergências aperiódicas, também a rigidez lateral dos pneus do reboque deve ser alta para evitar o

comportamento oscilatório; e, finalmente, que a posição da conexão com relação ao centro de gravidade do cavalo, a massa e o momento de inércia do “dolly”, e a rigidez lateral dos pneus do eixo do “dolly”, não afetam significativamente a estabilidade do veículo. SINGH usou um modelo não linear sem os efeitos de “roll” e “pitch” e teve em consideração os efeitos não lineares do pneu usando a fórmula sugerida por ELLIS (1963) na qual a força lateral é assumida como uma função não linear da carga vertical no pneu. Ele também considerou a interdependência entre a força lateral e a força longitudinal no pneu usando o conceito do círculo de atrito e assim conseguiu simular o veículo em condições de curva e freagem simultâneos.

ELLIS & READ (1976) descrevem a resposta direcional de um veículo combinado tipo cavalo semi-reboque semi-reboque (“double”) freando durante a realização de uma curva de raio conhecido introduzindo o método de variáveis de estado que evita as excessivas complicações da análise algébrica quando trabalha-se com matrizes de rotação. ELLIS (1976) considerou um veículo articulado com seis graus de liberdade no qual o trator tem quatro (velocidade de avanço, velocidade lateral, velocidade de guinada e ângulo de “roll”) e o reboque tem dois (ângulo de articulação e ângulo de “roll”). Neste sistema o autor introduziu restrições de “roll” na forma de efeitos cinemáticos da quinta roda que foi considerada como um dispositivo rígido entre dois corpos também rígidos. Ele utiliza a quinta roda para transmitir o momento entre o trator e o reboque segundo afirma NALECZ & GENIN (1984).

Entre 1974 e 1976 o System Technology Incorporated (STI) de Hawthorne, California, E.U., desenvolveu uma grande série de dados de desempenho dinâmico para veículos tipo carro – reboque segundo afirmam KURTZ & ANDERSON (1977). Estes dados e uma ampla documentação para várias configurações de veículos articulados existem, mas desafortunadamente não aparecem atualmente na literatura disponível. ANDERSON & KURTZ (1977) desenvolveram vários modelos deste tipo de veículos considerando os movimentos lateral, de guinada e de “roll” do carro e ângulo de inclinação e movimento de “roll” do reboque. Também foram consideradas as forças aerodinâmicas e a flexibilidade lateral do pneu, e compararam seus resultados com os dados experimentais produzidos pelo STI. Em geral os resultados foram bons. Eles acharam que a relativa importância destes efeitos foi na

ordem justamente dada, e que os efeitos da flexibilidade lateral do pneu foram quase desprezíveis.

KURTZ & ANDERSON (1977) apresentaram um estado da arte sobre as características de "handling" de veículos articulados, em particular sobre os sistemas carro - reboque, onde foram revisadas mais de 180 referências bibliográficas, das quais 27 relacionam-se com a dinâmica direcional de veículos comerciais articulados e 17 com carros de passeio com reboques segundo constatou VLK (1985). Assim, este estado da arte foi baseado mais em pesquisas para veículos articulados pesados. Aqui são discutidos os problemas típicos de estabilidade dos veículos articulados. A habilidade de prever a resposta do veículo ante uma entrada de direção específica é mostrada sendo avaliada como avançada. A aparição de dados experimentais usados para validar modelos teóricos é considerada um avanço significativo, mas ainda insuficiente. Se faz referência a definição de que constituem características desejáveis de "handling" como um assunto parado num estágio primitivo devido fundamentalmente à falta de compreensão do papel do motorista como parte do sistema veículo - motorista - pista. Finalmente indicam-se as direções onde preferivelmente deverão ser feitas contribuições, sendo relacionadas entre elas o desenvolvimento de modelos de pneus mais avançados, o estudo do desempenho em curvas em regime permanente, o estudo mais profundo das condições em que acontece o "jackknife", desenvolver um critério específico de que constituem características desejáveis de "handling" e esclarecer o papel do motorista. Os autores também refletiram que o progresso na pesquisa da área não tem que ser necessariamente através do acréscimo da complexidade dos modelos matemáticos e do aumento dos graus de liberdade dos modelos. Na opinião deles os modelos deverão ser tão simples quanto seja possível, sempre que proporcionem respostas satisfatórias aos problemas em estudo.

GUNTUR & WONG (1978) aplicaram o método do plano de parâmetros ao estudo do efeito de parâmetros operacionais e de projeto na estabilidade direcional de veículos cavalo semi-reboque. Anteriormente, em 1975, este método tinha sido usado por WONG & COLLINS apud KURTZ & ANDERSON (1977) para o estudo da estabilidade de um sistema carro - reboque e seu desempenho em regime permanente. O método consiste em correlacionar as características de estabilidade a

duas relações de parâmetros geométricos: distância da quinta roda ao centro de gravidade do semi-reboque pela distância entre a quinta roda e o eixo do semi-reboque, distância entre o centro de gravidade do cavalo e o eixo traseiro dele pela distância entre eixos do cavalo. Os limites de estabilidade foram achados para dois veículos diferentes e colocados no plano de parâmetros. Na análise foram considerados o efeito da carga normal e da força de freagem no valor da rigidez lateral dos pneus. Aqui eles usaram o modelo de Hales (1965) que permite a inclusão de não linearidades devido aos esforços de desaceleração. O método mostrou-se efetivo e simples.

MALIKARJUNARAO & FANCHER (1978) estudaram o desempenho direcional de uma combinação veicular de eixos múltiplos usando um modelo linear baseado no trabalho de HALES (1965) e JINDRA (1963) e desprezando o efeito de "roll". Eles investigaram a estabilidade de guinada e a resposta direcional de um veículo combinado tipo duplo tanque, composto por cavalo semi-reboque semi-reboque, que foi chamado de "Michigan tanker". Os dados obtidos foram usados para comparar o desempenho direcional de outros veículos comerciais com o desempenho do "Michigan tanker" usado como padrão, segundo afirmam NALECZ & GENIN (1984). HAZEMOTO (1973) mostrou a análise das equações de movimento deste tipo de veículos e ELLIS & READ (1976) descreveram os resultados da simulação do desempenho direcional e estudaram o efeito do bloqueio de cada eixo.

No trabalho de ERVIN et al. (1979) foram estudadas combinações veiculares envolvidas freqüentemente em acidentes de tipo "jackknife". Aqui foram identificadas as condições de manobras e os mecanismos primários através dos quais são combinadas as variáveis de projeto e operação que produzem instabilidade de guinada. Isto permitiu então modificar o cavalo semi-reboque típico para assim vencer a ação dos mecanismos desestabilizadores. Eles demonstraram o desempenho estável dos veículos modificados em testes experimentais reais. FANCHER, et. al., (1979) e FANCHER (1981) apresentaram modelagens matemáticas e as aplicaram a cinco tipos diferentes de caminhões - tanques incluindo combinações articuladas. Cada veículo foi descrito numericamente para a análise da sua estabilidade dinâmica, e depois foram feitos testes para comparar a estabilidade lateral dos veículos

modificados e não modificados durante manobras de mudança de faixa. Os testes validaram as diferenças de desempenho previstas na modelagem matemática.

Em 1981 NALECZ & ELLIS apud NALECZ & GENIN (1984) investigaram os problemas de estabilidade associados com veículos articulados para cargas líquidas. Eles desenvolveram programas que permitem modelar importantes características de "handling" para cinco configurações de veículos articulados e obter a resposta em regime permanente e em regime transitório. Eles confirmaram o fato já indicado por ELLIS & READ (1976) e ERVIN (1979) de que os veículos pesados podem exibir uma resposta direcional instável quando são direcionados a acelerações laterais entre 0,3 - 0,4 g. operando em condições de velocidade de operação normal. A perda da estabilidade direcional durante uma curva resulta em um movimento articulado do tipo "jackknife" se bem que a taxa rotacional é muito mais baixa do que a observada durante o travamento do eixo traseiro do cavalo, isto é, durante entradas de freagem. Aqui também é conferido o fato de que até em ausência de entradas de freagem é possível que o trator possa exibir uma resposta do tipo sobreesterçante ("spin-out") causada pelo balanço desfavorável das forças laterais no eixo dianteiro e traseiro durante a curva, instabilidade que acontece para veículos pesados para níveis de manobras que são de aproximadamente 40% das necessárias para exceder o limite de atrito entre pneumático e pavimento.

Em 1981 GAUSS apud VLK (1985) apresentou os primeiros resultados de pesquisas teóricas e experimentais relacionadas com a influência da massa da combinação cavalo reboque sobre as oscilações de guinada do reboque, e também durante manobras de mudança de pista. Ele mostrou como o modo experimental de obtenção das características do pneu pode dar resultados diferentes e criar confusão em relação à validação de modelos teóricos.

Uma interessante revisão bibliográfica sobre a dinâmica lateral de veículos articulados comerciais foi apresentada por VLK (1982). O autor reuniu mais de 250 referências bibliográficas que incluem literatura correspondente às combinações cavalo semi-reboque, cavalo reboque, e cavalo semi-reboque semi-reboque. O desempenho dinâmico do veículo foi investigado tendo em consideração as seguintes características: desempenho direcional, dinâmica de "roll", desempenho na freagem, e desempenho direcional e na freagem combinados. Ele concluiu que nesta área

ainda é necessário desenvolver mais trabalhos teóricos e experimentais com avaliações quantitativas dos efeitos dos parâmetros de projeto e indicou as direções principais para contribuições futuras entre as quais assinalou as seguintes: melhorar os modelos matemáticos existentes, sobretudo aqueles que consideram o efeito simultâneo das forças longitudinal e lateral no pneu; desenvolver mais a análise experimental como complemento da simulação teórica e a simulação teórica como meio para a melhor compreensão dos resultados das medições e para a seleção dos métodos de teste; e desenvolver as análises do sistema de laço fechado (“close loop system”) de modo sistemático pela importância que tem na segurança veicular e na adaptabilidade das propriedades do sistema veicular com as do motorista. Finalmente afirma que a área da dinâmica lateral de veículos articulados pesados rodoviários é um campo de pesquisa onde ainda tem muitos estudos a desenvolver, onde a base teórica e experimental existente é insuficiente e tem um caráter mais qualitativo que quantitativo.

NALECZ & GENIN (1984) apresentaram uma revisão da literatura disponível descrevendo os métodos de modelagem do comportamento de caminhões pesados articulados e que abarcou quase 80 artigos. Especial atenção foi dada aos trabalhos analíticos e experimentais relativos às respostas indesejáveis dos veículos articulados comerciais como são a perda de controle durante a freagem, instabilidades direcionais e de “roll”, e movimentos direcionais amplificados que ocorrem com os reboques articulados de vários eixos. Eles afirmam que a chave para a simulação bem sucedida do comportamento dos veículos articulados pesados é o modelo matemático, que inclui os elementos variáveis do veículo com suficiente flexibilidade como para tornar possíveis as situações a serem testadas. Para isto uma quantidade de elementos do veículo podem ser considerados mas, segundo os autores, os pneus apresentam-se como o elemento de maior influência no desempenho dinâmico dos veículos pesados. No artigo apresentam-se alguns avanços no processo da modelagem incluindo a incorporação na simulação das restrições não holonômicas para complementar o conhecimento das propriedades dinâmicas dos veículos pesados em manobras de emergência.

VLK (1985) também publicou um estado da arte sobre o desempenho de “handling” das combinações veiculares articuladas tipo cavalo reboque, onde foram

examinadas setenta referências. A revisão compreendeu a classificação tradicional do desempenho de “handling” do veículo: desempenho direcional, desempenho na freagem e desempenho direcional e na freagem combinados. Foram abordadas as circunstâncias em que o veículo tipo cavalo reboque pode ficar propenso a um desempenho perigoso como são: oscilação periódica (“snaking”), acotovelamento (“jackknife”) e oscilação lateral do reboque (“trailer swing”). Ele afirma que até esse momento as pesquisas de tais comportamentos perigosos não tiveram resultados satisfatórios e só ofereceram recomendações gerais, tendo-se muito poucas comparações entre os resultados teóricos e experimentais e que também observa-se uma falta quase total de trabalhos que tenham em consideração a influência do motorista no comportamento do sistema em malha fechada. O artigo conclui com algumas recomendações para investigações futuras entre as quais as principais são: desenvolver trabalhos com avaliações quantitativas dos efeitos dos parâmetros de projeto, criar novos modelos matemáticos e melhorar os existentes, definir os critérios de avaliação do desempenho de “handling” para o comportamento durante movimentos em regime permanente e transiente, e explorar o comportamento do sistema motorista – veículo – pavimento.

EL-GINDY & WONG (1985) apresentaram uma série de métodos simples para a análise da resposta direcional em regime permanente de vários tipos de veículos articulados que incluiu cavalos – semi-reboques, cavalos – reboques, e os chamados “B-trains”. Foram examinados os efeitos de vários parâmetros de desenho, da rigidez lateral do pneu, e da combinação de tipos de eixos (eixos tipo tandem versus eixos simples) na resposta direcional. Aqui foram derivadas as expressões para as respostas de taxa de guinada e de ângulo de articulação, para o critério de estabilidade direcional, e para a velocidade crítica das diferentes combinações veiculares. Baseando-se na análise, um novo parâmetro chamado de “fator de eixo tandem” foi introduzido para definir os efeitos dos parâmetros de projeto do eixo tandem (instalado no cavalo ou no “dolly”) no ângulo de articulação e na resposta direcional geral do veículo. Foi concluído que a resposta direcional é diferente para eixos tipo “tandem” e para eixos simples. O trabalho providencia aos projetistas e aos usuários um meio para selecionar a configuração veicular e os parâmetros de projeto apropriados que satisfaçam os seus requisitos operacionais particulares.

PFLUG (1986) investigou a influência da carga no comportamento dinâmico lateral de duas combinações diferentes de cavalo reboque através de mudanças na massa e no momento de inércia de guinada. Aqui foi usado um modelo de simulação tridimensional o qual foi verificado por meio de medições realizadas em testes de campo sistemáticos. No trabalho foram discutidos as frequências de oscilação críticas, o comportamento dinâmico lateral amortecido das combinações cavalo reboque e suas instabilidades diante de condições de condução extremas. Nas conclusões é mostrado que a influência da carga no comportamento dinâmico lateral de ambas combinações veiculares é basicamente a mesma, sendo que o reboque carregado oscila com uma maior amplitude que quando vazio, e que os movimentos oscilatórios decaem mais rapidamente no reboque vazio. Também foi observado que a influência do momento de inércia de guinada no comportamento oscilatório lateral é significativamente maior que a influência da massa. O aumento da inércia de guinada do reboque com relação a massa dele piora grandemente o comportamento dinâmico. Por conseguinte a carga em reboques carregados parcialmente deve ser colocada o mais próxima possível do centro de gravidade do reboque.

Um modelo linear simples e outro não linear, assim como procedimentos numéricos, foram propostos por ALLEN et al. (1987) para a análise dinâmica eficiente das características de "handling" dos veículos em microcomputadores.

TSO & SWEATMAN (1987) descrevem um programa de testes em escala real destinado a investigar o desempenho ao tombamento ("rollover") dos veículos articulados. EMORI et al. (1987) estudaram os movimentos de um cavalo semi-reboque em condições propensas a acidentes e definem como manobrar o veículo para evitar o acidente e sobretudo o acotovelamento e o tombamento do conjunto.

VLK (1988) afirmou que nos veículos articulados podem surgir oscilações laterais (oscilações de guinada autoexcitadas) devido às perturbações de controle ou externas até em condições de movimento retilíneo sem perda da estabilidade linear, o que coloca o veículo em condição de perda da estabilidade iminente com o aumento da velocidade.

┌ Métodos de predição da dinâmica veicular de caminhões pesados utilizando a simulação por computador foram propostos por VEIT & WALGRAVE (1989). Eles, considerando que o conhecimento do desempenho dinâmico dos veículos comerciais

é ainda extremamente empírico e que os testes experimentais são custosos, complexos e consomem muito tempo, criaram estes métodos de predição que são voltados para a dinâmica lateral e sobretudo para estudos de handling (amplificação traseira, resposta em frequência e tombamento). Eles concluíram que os modelos de simulação podem ser ferramentas valiosas para a predição do desempenho dinâmico destes veículos.)

EL-GINDY (1989) estudou o desempenho direcional de um cavalo semi-reboque através de uma solução de forma fechada da resposta em regime permanente e transiente baseada em graus de liberdade separados para o cavalo e o semi-reboque, mas considerando o equilíbrio cinemático na quinta roda. A solução matemática foi validada através da comparação dos mesmos resultados obtidos com modelos de simulação computacional conhecidos.)

FANCHER (1989) apresentou um trabalho sobre as características de desempenho direcional das combinações veiculares pesadas com relação à influência de eixos múltiplos e do ponto de conexão. Foram consideradas características de curva permanente, estabilidade direcional, e respostas forçadas em manobras de evasão de obstáculos. Os veículos objeto do estudo foram as combinações cavalo reboque, "B-trains" (cavalo semi-reboque semi-reboque), "doubles" (cavalo semi-reboque reboque), e "triples", enfatizando-se naquelas combinações com suspensão de eixos múltiplos tipos "tandems", "tridems", etc. No trabalho destaca-se a discussão da relação entre a rigidez lateral no pneu e a carga vertical e uma breve análise de como as características de rigidez de "roll" da suspensão, de rigidez do corpo do veículo, e de conformidades do sistema de esterçamento interagem com o carregamento de várias rodas e influenciam nas forças laterais que atuam nos vários eixos. Nas conclusões é destacada a importância de um coeficiente definido neste artigo e que ajuda a analisar o desempenho em regime permanente de veículos com eixos múltiplos através da equação típica de "handling" que envolve a distância entre eixos e os fatores de "understeer". É reafirmado o fato da não existência de uma curva de "handling" única para veículos com conjuntos de eixos em um único sistema de suspensão e sim de uma curva separada para cada velocidade o que é consequência da inclusão de não linearidades, como por exemplo, a influência da carga na rigidez lateral do pneu. Finalmente menciona a necessidade de incluir em qualquer análise

de desempenho direcional destes veículos as características das forças de restrição lateral nos pontos de conexão e a consideração do desenvolvimento pela última unidade do veículo de oscilações amplificadas.

STRIBERSKY & FANCHER (1989) mostraram uma comparação do desempenho não linear na estabilidade durante movimento retilíneo em regime permanente de duas combinações articuladas de cavalo semi-reboque, com e sem um segundo semi-reboque. Aqui foi aplicada a teoria da bifurcação e o teorema de estabilidade de Lyapunov. Dependendo das condições do carregamento foram determinados os ciclos limites de estabilidade e instabilidade, e foi enfatizada a influência do atrito no ponto de contato entre pneumático e pavimento no desempenho na estabilidade não linear destes veículos. Este estudo foi feito para obter informação com relação ao comportamento do veículo em condições nas quais a possibilidade de perda de estabilidade é iminente e torna-se necessário o estudo não linear sistemático (viabilizado pelos últimos avanços dos métodos matemáticos), presumindo-se que o veículo possa tornar-se instável antes mesmo de alcançar o valor da velocidade crítica.

RAKHEJA & PICHE (1990) pesquisaram os principais parâmetros da resposta dinâmica que permitem caracterizar as instabilidades de “rollover” e “jackknife” e a partir disto desenvolveram um microprocessador que, instalado em um monitor de segurança, pode detectar e avisar ao motorista sobre a iminência da instabilidade para que este possa reagir atuando sobre o controle do veículo.

KAGEYADA & UCHIDA (1990) propuseram um método semi-ativo de controle da estabilidade dos veículos articulados que consiste em um sistema de esterçamento colocado no reboque. Este sistema mostrou-se superior a outros existentes melhorando a estabilidade do veículo em altas velocidades.

EL-GINDY et al. (1991) discutiram os métodos de avaliação, as definições e os limites das medições existentes do desempenho dinâmico das combinações de veículos comerciais. Eles propuseram um programa simples para computador controlado por um processador que permite calcular cada medição de acordo com predeterminadas manobras.

ICHIKAWA et al. (1991) apresentou uma aplicação para veículos pesados do “Computer Aided Engineering” (CAE) para a simulação numérica na estabilidade e

na controlabilidade. Eles usaram aqui o programa de análise dinâmica e cinemática chamado ADAMS desenvolvido pelo "Mechanical Dynamics Inc.", E.U..

TOUSI et al. (1992) fizeram a análise da estabilidade linear de um veículo carro-reboque movimentando-se na reta através da aplicação do critério de Routh-Hurwitz. Aqui foi evidenciado o fato de que dois tipos de transição na estabilidade são possíveis no sistema motorista – carro - reboque: os correspondentes a um par ou dois pares de autovalores complexos conjugados que atravessam o eixo imaginário simultaneamente. Eles mostraram que a estabilização da combinação pode ser alcançada adicionando um controlador passivo no ponto de conexão.

Um artigo interessante foi publicado por LUND & BERNARD (1992). Eles avaliaram as análises do tipo linear tradicionalmente usadas em estudos da resposta direcional de automóveis e veículos comerciais através de diferentes níveis de complexidade destes modelos. Eles verificaram que para medições em regime permanente (gradiente de subesterçamento por exemplo), todos os efeitos importantes podem ser abordados quase estaticamente, e o modelo de dois graus de liberdade é adequado e suficiente.

Outro trabalho importante foi o de EL-GINDY & PALKOVICS (1993) onde são analisadas as técnicas de modelagem e simulação utilizadas para sistemas não lineares como é o caso das técnicas de modelagem e simulação convencionais onde as não linearidades são aproximadas através de fórmulas matemáticas simples, ou o caso das aproximações por elementos finitos onde o sistema é substituído por um modelo linear se as variáveis são de pequena magnitude; e finalmente os métodos numéricos. Eles afirmam que estas técnicas, usadas com sucesso até hoje, em determinadas condições não refletem o comportamento verdadeiro do sistema o que é problemático para o caso em que o veículo esta perto do limite de seu desempenho quando as não linearidades dos sistemas e subsistemas do veículo são severas. Assim eles propõem o uso dos recentes desenvolvimentos na área das Redes Neurais Artificiais (RNA) como aproximação alternativa para a modelagem da dinâmica veicular, particularmente para sistemas altamente não lineares que estão perto do seu limite de desempenho. O artigo é um estado da arte nesta direção.

PALKOVICS et al. (1994) desenvolveram vários métodos de controle possíveis para melhorar a estabilidade lateral de um cavalo semi-reboque de três

eixos usando o esterçamento controlado das rodas traseiras do cavalo e das rodas do semi-reboque.

BORGES et al. (1994) apresentaram um estudo de estabilidade de um veículo articulado pesado através de métodos de simulação dinâmica e modelagem de sistemas mecânicos multicorpos.

BORGES (1995) apresentou uma dissertação relacionada com o estudo de uma combinação cavalo carreta utilizando uma modelagem tridimensional não linear para estudos das características dinâmicas de essa combinação veicular.

SANYAL & KARMAKAR (1995), na Índia, estudaram a estabilidade direcional de um sistema caminhão “dolly” reboque baseados no estudo paramétrico feito através da simulação em uma análise de autovalores. Eles usaram com sucesso as equações dos limites de estabilidade obtidas com o critério de Routh-Hurwitz. Tentativas anteriores de uso de estas equações tiveram dificuldades com a complexidade algébrica. O sistema das equações do movimento são derivadas do modelo de contorno gráfico do sistema linearizado.

ESMAILZADECH (1996) desenvolveu um modelo matemático e um modelo de simulação para a análise da resposta transiente e harmônica do desempenho direcional e a estabilidade de guinada de várias configurações de veículos articulados especiais. Foi realizado também um estudo paramétrico para diferentes variáveis envolvidas no estudo. Ele concluiu que mudanças nos valores do peso do cavalo e na rigidez lateral dos pneus dos eixos dianteiro e traseiro tem um efeito significativo no movimento em regime permanente do veículo combinado. Um efeito menos significativo foi observado com relação ao momento de inércia de guinada de cada unidade e ao momento alinhante de cada eixo.

KACK & RICHARD (1997) apresentam um modelo matemático de um dispositivo de transferência de carga integrado a um método matemático computadorizado para a predição da resposta direcional de caminhões, cavalos reboques e cavalos semi-reboques. Para este último tipo de veículo foi usado um dispositivo de distribuição de cargas a altas velocidades (de 75 a 100 km/h) que é um mecanismo anti-tombamento efetivo, mas para manobras de mudança de faixa mostrou-se um gerador de alta instabilidade para o veículo.

DAHLBERG & VAGSTEDT (1997) modelaram um veículo tipo cavalo semi-reboque através de um modelo genérico caracterizado pela sua simplicidade e que por isso mostrou-se vantajoso para oferecer as possibilidades de variação dos parâmetros a um nível elevado. O modelo foi validado através da comparação com testes experimentais de mudança de faixa e com outros modelos computacionais mais complexos.

YANG & RAKHEJA (1997) publicaram um estudo sobre estabilidade direcional de um veículo tipo cavalo semi-reboque onde relacionam a análise a um sistema de malha fechada motorista – veículo articulado – pista.

BORGES et al. (1998) apresentaram um estudo dinâmico de uma combinação cavalo reboque onde consideraram os modos flexíveis da estrutura através do método dos elementos finitos, as não linearidades da suspensão e a ação do motorista. Eles simularam manobras e desenvolveram testes de campo. Também usaram técnicas de otimização.

ESMAILZADECH & TABARROK (1998) publicaram a continuação dos trabalhos já anteriormente começados em relação com os veículos especiais. Eles apresentam um estudo sobre o desempenho de “handling” e da estabilidade lateral de veículos articulados destinados ao transporte de madeira.

LUKOWSKI & LOGAN (1998) apresentaram os resultados de um trabalho sobre a influência positiva do uso de eixos direcionados com relação à estabilidade e manobrabilidade de veículos articulados.

DRAPER (1998) aplicou ao estudo dinâmico direcional de um veículo articulado o método de simulação chamado de “Método de Taguchi”.

2.1.4 Modelagem do pneumático.

As propriedades dinâmicas de estabilidade dos veículos dependem sobretudo das características de resposta das forças originadas nos pneus (ALLEN et al, 1990). Isto determina a necessidade de revisar os trabalhos fundamentais que foram desenvolvidos em relação à modelagem dos pneumáticos como fator predominante

nos estudos da dinâmica lateral (direcional) dos veículos articulados pesados rodoviários.

Na literatura pode ser achado um considerável número de modelos de pneumáticos desenvolvidos para estudos da dinâmica veicular, sendo uma parte deles baseados na natureza física do próprio pneumático e outros são basicamente empíricos ou semi-empíricos.

Estudos sobre as propriedades dinâmicas dos pneumáticos datam desde 1931 quando BRADLEY & ALLEN apud GIM & NIKRAVESH investigaram as propriedades dinâmicas do veículo e em 1937 KOESLER & KLAUE acharam experimentalmente que a força de freagem é função da taxa de escorregamento.

Em 1952 HADEKEL apud ANDERSON & KURTZ (1977) escreveu uma discussão profunda sobre pneus, principalmente para aviões, mas no entanto aplicável a pneus de automóveis e caminhões. A base do modelo mais tradicional de pneumático foi dada por FIALA em 1954, SEGEL em 1956 e 1957 e PACEJKA & RADT em 1963 apud NALECZ & GENIN (1984), sendo de tipo linear e não permitindo uma descrição precisa da resposta do veículo numa curva.

BERGMAN (1961) realizou a primeira análise teórica das propriedades laterais do pneu durante a freagem introduzindo o conceito de interação de molas.

ELLIS (1963) apresentou as forças laterais nos pneus em termos de uma função de terceira ordem dos ângulos de escorregamento que permitiu obter uma representação precisa sobre uma ampla série de condições de operação. Aqui ele usou o chamado círculo de atrito para achar a força resultantes da ação combinada da força longitudinal e lateral no pneu.

DUGOFF et al. (1970) expressaram o coeficiente de atrito no contato pneumático-pavimento como uma função da velocidade de escorregamento da banda de rodagem do pneumático, do atrito a velocidade de escorregamento zero e do fator de redução de atrito.

De particular aplicabilidade foi em 1971 o trabalho de VAN ELDIK THIEME & PACEJKA apud ANDERSON & KURTZ (1977) que descreve os mecanismos do pneumático como elemento fundamental nas pesquisas de desempenho dinâmico do veículo. Grande significado teve também o trabalho do Calspan Inc. na década de 70 que acumulou uma grande quantidade de dados de

desempenho de pneus. Artigos e trabalhos onde é refletido o trabalho do Calspan Inc. são BIRD & MARTIN (1973), ROLAND et al. (1974), SCHURING et al. (1976a, 1976b). TIELKING et al. (1973) mostram dados para pneus de caminhão simples e duplos e para a rigidez lateral e vertical do pneu (normalmente não são apresentados). FANCHER & BERNARD (1974) comparam dados para pneus tipo “bias”, “bias- belted” e pneus radiais. BERNARD (1974b) apresentou um modelo matemático para a predição da resposta direcional de veículos pesados articulados ou não.

Estudos sobre a flexibilidade lateral dos pneumáticos e sua influência no comportamento lateral do veículo foram desenvolvidos por CHIESA & RINONAPOLI (1967). O efeito da variação da pressão interna e do “cornering stiffness” foi estudado por KAEPLER & GODTHELP (1988) e XIA & WILLIS (1995) respectivamente.

As pesquisas das propriedades dos pneus, que tem significativa importância para o desempenho dinâmico de veículos pesados, estiveram direcionadas fundamentalmente às condições de movimento em regime transiente devido a que os modelos lineares até aqui existentes não satisfaziam totalmente a descrição da resposta do veículo em uma curva. Destacam-se aqui, os trabalhos de BERGMAN & BEAUREGARD em 1974, ERVIN em 1976, SCHURING & GUSAKOV também em 1976 apud NALECZ & GENIN (1984). BERNARD, et. al. (1977), estenderam a teoria das forças de cisalhamento no pneu durante manobras que combinam curva e freagem. Também em 1977 BERGMAN apud KURTZ & ANDERSON (1977) apresentou uma revisão bibliográfica referente às medições de forças e momentos nos pneus. PACEJKA (1981) publicou um estudo sobre as propriedades dinâmicas de um pneu em rolamento em forma de funções de transferência e de equações diferenciais. Ele indicou que a resposta do pneu depende da conformidade do pneu e de suas propriedades de inércia. Um estudo das propriedades dos pneus foi realizado por SAKAI (1982) e mostrou que as análises teóricas e estruturais baseadas em considerações elásticas são desejáveis para a mais completa compreensão das propriedades fundamentais dos pneus, e que estudos das propriedades dos pneus sujeitas a rápidas mudanças no seu estado de deformação são de grande importância para estender este estudo.

Uma abordagem diferente foi apresentada por NALECZ em trabalhos apresentados em 1975 e 1983 e por GENIN & MOORING em 1979 e 1982 apud NALECZ & GENIN (1984). No seu trabalho de 1975 NALECZ desenvolveu um modelo não holonómico de pneumático que tem incluído as deformações do pneu e suas taxas nas direções longitudinal, lateral, radial, torsional, e circunferencial. No trabalho de 1983 ele incluiu as taxas de deformação do pneu nas equações de movimento, adotando-se a melhor compreensão do comportamento das deformações do pneu e complementando-se o conhecimento das propriedades dinâmicas do veículo em manobras de emergência. Nos trabalhos de GENIN & MOORING o problema é abordado através da substituição da correlação entre a força lateral e o ângulo de escorregamento por uma formulação cinemática limitada, o que da maior facilidade para a formulação e solução do problema, elimina os requisitos para o modelo de pneu e da uma estimativa precisa do carregamento do mesmo.

BAKEER et al. (1987) apresentaram um novo modo de representação de dados de pneus, obtidos de medições em condições de curva pura e freagem pura, com a finalidade de melhorar a segurança dinâmica dos veículos. O método faz uso de uma fórmula com coeficientes que descrevem alguns dos valores típicos do pneu como são a rigidez de escorregamento a zero escorregamento e os valores picos de força e torque. Assim pretendia-se pesquisar o efeito das mudanças destes valores sobre as propriedades de "handling" e estabilidade do veículo. A fórmula é capaz de descrever as características da força lateral, da força de freagem e o torque autoalinhante com grande precisão. Esta representação matemática é limitada às condições de regime permanente durante curva pura ou frenagem pura e é a base para o modelo que descreve o comportamento do pneu durante a combinação de curva e frenagem. Este modo de representação de dados de pneu é um passo superior quando comparado com os modos convencionais de representação através de polinômios com coeficientes que não tem um sentido físico direto. O modelo pode ser usado para obter informação para a condição de curva e freagem combinadas sempre que seja usado um novo valor de escorregamento: o escorregamento normalizado. Este modelo foi chamado de "Fórmula Mágica" e permite estudar o comportamento do pneu de um modo mais preciso, compacto, fácil de usar e com sentido físico. BAKKER et al. (1989) continuaram o desenvolvimento deste modelo

descrevendo as condições de escorregamento combinado para zero "camber". Aqui o modelo da "Fórmula Mágica" passou a ser chamado de "Versão de Monte Carlo" por ter sido apresentado na 4ta. Conferência de Autotecnologia em Monte Carlo, Mônaco. Mais tarde PACEJKA & BAKKER (1991) apresentaram uma 3ra. versão do modelo ("Versão de Delft"). Este último modelo descreve os efeitos assimétricos causados pela influência do "camber" para o caso de curva pura e para o caso combinado (para freagem pura a influência do "camber" na força de freagem é desprezível), sendo melhor a qualidade de ajuste das curvas e a própria fórmula em si mesma. Desde o ponto de vista físico a última versão da fórmula também é mais fácil para a sua compreensão, o que melhora a geração dos valores iniciais. A nova versão do modelo contém formulações com fundamento físico que evitam a introdução de fatores de correção, e também dá sugestões para a adição ao modelo da estimativa da parte de condução da curva de escorregamento lateral e para a representação da característica de rolamento para atras.

OOSTEN & BAKKER (1991) apresentaram um trabalho sobre a determinação dos parâmetros da "Fórmula Mágica" onde indicaram as dificuldades que podem acontecer na prática durante os processos de ajuste dos dados obtidos com ajuda de um "trailer" especialmente construído pela Universidade de Delft para as medições dos dados do pneu. O cálculo dos parâmetros da fórmula não é difícil para condições de escorregamento puro, mas para o caso de escorregamento combinado podem aparecer dificuldades relacionadas com o número de pontos a serem ajustados e o caráter semi-empírico da fórmula que pode levar a problemas durante o cálculo dos parâmetros. Também é feita uma comparação entre a "versão de Delft" e a "versão de Monte Carlo" mostrando-se que a primeira, sendo menos empírica, tem melhores resultados, especialmente para as influências do "camber" e para o melhoramento dos processos de ajuste. O uso de uma subrotina em Fortran (NAG Fortran Library) para a otimização da determinação dos parâmetros da fórmula é indicado como conveniente devido a não necessidade de derivadas.

MASTINU & FAINELLO (1992) apresentam um modelo físico de pneumático que descreve o comportamento do pneu tanto no regime permanente como no transiente. Como dados de entrada são requeridos aqui a deflexão radial, os escorregamentos lateral e longitudinal, a pressão interna do ar, o ângulo de

cambagem e os parâmetros estruturais do pneumático. Na saída do modelo são obtidos o carregamento vertical, as forças longitudinal e lateral e o torque autoalinhante.

GIM & NIKRAVESH (1991a), (1991b), (1991c) apresentaram um outro modelo analítico de pneumático para simulações de dinâmica de veículos. Formulações explícitas foram derivadas analiticamente para as propriedades dinâmicas do pneu como funções não lineares da taxa de escorregamento, do ângulo de escorregamento, do ângulo “camber”, e de outros parâmetros dinâmicos do pneu. Estas formulações podem ser usadas para a simulação geral do veículo em manobras de tração, freagem e direção com variação do ângulo “camber” em pistas regulares ou irregulares. Os mais necessários parâmetros foram determinados usando a geometria do pneu e alguns dados experimentais. A base do estudo foi o conceito de interação de molas, considerando-se um sistema tridimensional onde as propriedades de inércia do pneu são praticamente ignoradas na derivação das propriedades dinâmicas do pneu. Devido a isto os autores recomendaram no final do trabalho o melhoramento do modelo com a inclusão do efeito das propriedades de inércia, a consideração de um modelo geométrico mais realista na área de contato pneumático – pavimento, a consideração da distribuição de tensões nos distintos tipos de pneus existentes, e a inclusão de um maior número de tipos de terreno nas simulações fora de estrada.

Nos últimos anos têm-se trabalhos que utilizam a técnica de Redes Neurais Artificiais para criar um mapeamento das características do pneumático. Assim têm-se como exemplos os trabalhos de PALKOVICS & EL-GINDY (1993) e PALKOVICS et al. (1994). As Redes Neurais artificiais mostram-se como um meio mais simples para modelar os complexos fenômenos que acontecem na combinação de curva e freagem simultâneos com precisão e eficiência computacional razoáveis.

Também é de importância a interface de pneumáticos apresentada para o programa ADAMS por HOFFMANN et al. (1991) que consiste numa biblioteca de modelos de pneumáticos que permite também o uso de modelos definidos pelo usuário, sendo possível então utilizar modelos analíticos e experimentais fornecendo os parâmetros necessários para representar cada um.

2.2 Características dos veículos articulados e das forças que atuam neles.

2.2.1 Introdução.

Para o estudo da estabilidade direcional dos veículos articulados pesados deve-se ter em consideração um conjunto de características que apresentam estes veículos e que os diferenciam substancialmente dos veículos simples. O fato das unidades do conjunto interagirem umas com as outras através das forças no ponto de conexão já ocasiona problemas dinâmicos adicionais para este tipo de veículo. Também estes veículos podem apresentar vários movimentos instáveis característicos que não são observados nos automóveis convencionais.

Por outro lado, sendo o conhecimento exato das forças que atuam no veículo o primeiro requerimento de qualquer análise dinâmica precisa, é necessário definir as características das forças que atuam no veículo combinado, o que, ao mesmo tempo, é muito mais difícil que para veículos simples. Por isto as pesquisas da dinâmica lateral dos veículos articulados demandam modelos matemáticos mais complexos e simulação computacional mais avançada, e também, quando viável, testes experimentais.

2.2.2 Principais Tipos de veículos articulados.

De modo muito simplificado podemos apontar como os principais tipos de veículos combinados comerciais rodoviários os mostrados na Figura 1 de acordo com a classificação dada por VLK (1982) e que são:

- a) Cavalo e Semi-reboque (CV e SR), composto por duas unidades.
- b) Cavalo e Reboque (CV e R), composto por três unidades com a inclusão do "dolly".
- c) Cavalo e dois Semi-reboques (CV - SR - SR), composto por quatro unidades com a inclusão do "dolly".

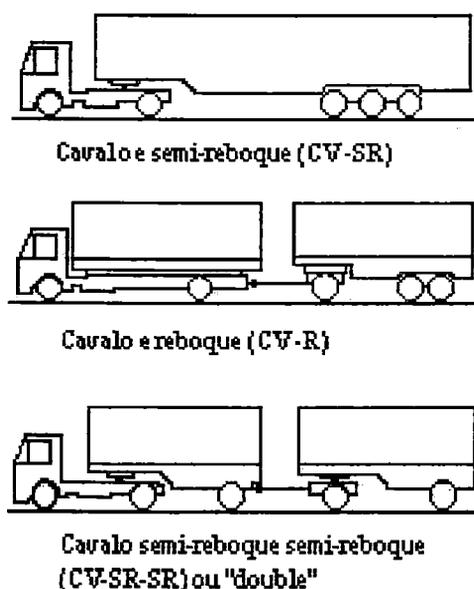


FIGURA 1 - Tipos básicos de veículos articulados pesados rodoviários

De acordo com a norma de classificação dos veículos estabelecida pela SAE os veículos comerciais são classificados pelo número de rodas (ou eixos) e a indicação de quantas delas são motrizes. A partir disto, existe uma variedade de configurações diferentes relacionadas com o número de eixos do cavalo (geralmente de dois ou três eixos) e com o número de eixos das unidades rebocadas. Para o caso dos semi-reboques geralmente apresentam-se com um, dois ou até três eixos, e no caso dos reboques apresentam-se com dois e quatro eixos (considerando o "dolly").

2.2.3 Características particulares dos veículos articulados.

Os veículos articulados são amplamente utilizados na atualidade para o transporte de grandes volumes de mercadorias. Este tipo de veículo tem características particulares que o diferenciam dos veículos simples, sendo seu comportamento dinâmico muito mais complexo pelas seguintes razões:

1. As unidades do conjunto interagem umas com as outras através das forças no ponto de conexão (mecanismo da quinta roda no caso do semi-reboque).

2. Os veículos combinados rodoviários caracterizam-se pela grande massa, com enorme variabilidade dela dependendo da carga transportada.
3. A unidade tratora (cavalos ou caminhões) e as carretas (reboques ou semi-reboques) são sempre produtos de distintos fabricantes e o seu dimensionamento não cumpre com os requisitos de seu acoplamento mutuo.
4. As unidades tem sempre diferentes tempos de resposta e devido a isto uma força lateral aparece na quinta roda o que pode causar a instabilidade de todo o sistema.
5. A alta posição do centro de gravidade faz com que a carga vertical sobre cada roda individual varie grandemente em condições de aceleração lateral ou longitudinal. Essas variações afetam a transmissão de forças entre o pneumático e a superfície da pista de um modo substancial, começando o sobreesterçamento da combinação muito mais cedo que em outros tipos de veículos.
6. A aceleração lateral em regime permanente raramente excede 0,4g.; para valores maiores de aceleração acontecerá o tombamento do veículo por causa da grande relação entre altura do centro de gravidade e largura (bitola) do veículo.
7. Tendência a apresentar sempre comportamento subesterçante ou sobreesterçante (“understeer” ou “oversteer”).
8. Os veículos combinados podem apresentar problemas com relação a largura da pista durante curvas de raio restrito devido ao arrasto dos eixos traseiros de suas unidades rebocadas.

2.2.4 Movimentos Característicos (instáveis) dos veículos articulados.

Os veículos articulados rodoviários apresentam vários movimentos característicos que são movimentos instáveis e que são mostrados na Figura 2, segundo VLK (1982):

- a) Acotovelamento (“jackknife”).
- b) Balanço lateral da unidade rebocada (“trailer swing”).
- c) Oscilação de arrasto da unidade rebocada (“snaking oscillation” ou “flutter”).

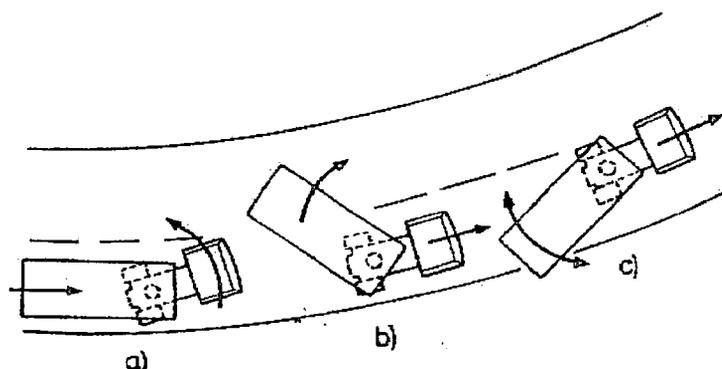


FIGURA 2 - Movimentos característicos instáveis dos veículos articulados

O acotovelamento (movimento de guinada do cavalo) é uma instabilidade aperiódica e catastrófica que acontece nas condições de freagem com pavimento molhado ou durante o travamento de uma ou mais rodas. Também pode acontecer com as rodas trativas aceleradas. Aqui o cavalo derrapa lateralmente em forma contínua e numa dada direção. A combinação cavalo semi-reboque apresenta a maior sensibilidade a este efeito.

O balanço lateral da unidade rebocada (movimento de guinada) é também uma instabilidade aperiódica que acontece com o travamento das rodas traseiras da unidade durante as mesmas condições de freagem descritas para o acotovelamento. Neste caso a unidade rebocada derrapa continuamente (de forma mais lenta que no acotovelamento do cavalo) numa determinada direção ao redor do mecanismo de conexão da quinta roda. O conjunto cavalo semi-reboque é também mais propenso a este movimento. Este tipo de instabilidade é chamada também por alguns autores (DORION et al. (1989)) como o acotovelamento (“jackknife”) do reboque.

A oscilação lateral da unidade rebocada ou oscilação de guinada (“snaking oscillation” ou “yaw oscillation”) é uma instabilidade periódica que apresenta-se em condições de velocidade alta, onde a partir de um valor determinado de velocidade, chamado de velocidade crítica, o conjunto tende a apresentar oscilações laterais com amplitudes crescentes com o tempo, podendo chegar ao ponto de acontecer uma catástrofe. A combinação cavalo reboque é mais propensa à oscilação lateral que o conjunto cavalo semi-reboque.

A todos estes movimentos instáveis acrescenta-se o problema da largura da pista (com risco de bater com veículos que vem em direção oposta ou sair da estrada) o que representa um grande esforço para o motorista. Em casos extremos pode acontecer até o tombamento do veículo e acidentes muito sérios.

Assim, os problemas relacionados com a segurança e estabilidade direcional das combinações veiculares rodoviárias tem uma grande importância e são problemas complexos, com muitos fatores envolvidos e com difíceis soluções globais, onde é necessário ainda desenvolver muitos trabalhos de pesquisa.

2.2.5 Forças que atuam no veículo.

A análise do comportamento dinâmico dos veículos articulados envolve a aplicação das leis de Newton (ou os princípios relativos tais como as equações de Lagrange) concernentes a como a massa do sistema responde quando surgem forças. O conhecimento exato das forças é o primeiro requerimento de uma análise dinâmica precisa.

As forças aqui envolvidas podem ser de vários tipos:

- Força da gravidade
- Forças no pneumático
- Forças aerodinâmicas
- Forças de controle exercidas pelo motorista.

A primeira destas forças, a força de gravidade, é de mais fácil cálculo; as restantes exigem especialização de grande profundidade e complexidade.

Assim, o veículo e seus componentes são estudados para determinar a ação que as diferentes forças exercem sobre ele em uma dada manobra e como o veículo vai responder ante isto.

Nestas análises dinâmicas o veículo pode ser representado como uma massa concentrada no centro de massa dele e com propriedades de massa e inércia apropriadas.

Para análises da dinâmica lateral quase sempre é aceitável e suficiente considerar a massa constante no tempo e o corpo do veículo como sendo rígido. Os movimentos do veículo são definidos com relação a um sistema de coordenadas ortogonais fixado no centro de massa do veículo de acordo com a convenção da SAE. Em geral aqui podem ser assumidas as definições do sistema de coordenadas e forças adotadas pela SAE e mostradas em GILLESPIE (1992).

De forma geral o movimento do veículo é regido por:

- 1) A força resultante total que atua sobre o veículo.
- 2) O momento resultante total que atua sobre o veículo.
- 3) As propriedades da inércia translacional e rotacional do veículo.

Tanto para o sistema translacional como para o rotacional a análise dinâmica do veículo começa pela aplicação da Segunda Lei de Newton. No sistema translacional a soma das forças externas que atuam sobre o veículo em uma dada direção é igual ao produto da massa do veículo e da aceleração nessa direção, e no sistema rotacional a soma dos torques que atuam no veículo ao redor de um dado eixo é igual ao produto de seus momentos de inércia rotacionais e da aceleração rotacional ao redor desse eixo, como mostra-se na eq.(1) e na eq.(2) respectivamente.

$$\sum F_i = M \cdot a_i \quad (1)$$

Onde: F_i – forças na direção do eixo i .

M – massa do veículo.

a_i – aceleração na direção i .

$$\sum T_i = I_{ii} \cdot \alpha_i \quad (2)$$

Onde: T_i – torques ao redor do eixo i .

I_{ii} – momentos de inércia ao redor do eixo i .

α_i - aceleração ao redor do eixo i .

A segunda lei de Newton pode ser escrita para cada direção do sistema de coordenadas fixo no veículo. Uma vez conhecidas todas as forças que atuam no veículo, a aceleração dele poderá ser também determinada.

As propriedades de inércia do veículo são usualmente representadas através da massa, da posição do centro de massa, do segundo momento de massa ao redor de cada eixo, e através dos produtos de inércia.

Aqui deve-se ter em consideração que as propriedades de inércia dependem das condições de carregamento e por isso é melhor estabelecer os valores de inércia para o veículo sem carregamento, e depois, para uma dada condição de carga que seja considerada segundo DIXON (1996). Também, na prática, a posição do centro de massa é tomada como fixa com relação ao veículo, o que em alguns casos não é exato. Nestes casos a variação da posição do centro de massa deverá ser considerada em análises mais precisas.

A massa e o centro de massa podem ser obtidos teoricamente se a massa e a posição do centro de massa dos elementos que o compõem são conhecidas. A posição do centro de massa será: $X_G = (\sum X_K \cdot M_K) / M$; onde $\sum X_K \cdot M_K$ é o “momento total de massa” que resulta da soma das contribuições de cada componente, e M é a massa total.

O segundo momento de inércia¹ pode ser achado para os eixos que passam pelo centro de massa como mostra a eq.(3).

$$I_{ii} = \sum (I_K + M_K \cdot X_K^2) \quad (3)$$

Onde: M_K – massa de cada componente.

I_K - segundo momento de inércia do componente ao redor do eixo que passa pelo seu próprio centro de massa.

¹ Segundo momento de inércia para cada eixo = I_{xx} , I_{yy} e I_{zz} (segundo Dixon, (1996))

Alguns dos produtos de inércia são quase sempre, na prática, tomados como iguais a zero. Isto equívale a dizer que os eixos principais de inércia são coincidentes com os eixos do sistema de coordenadas fixo no veículo.

Assim, os estudos dos problemas de “handling” em regime permanente dependem da massa total, da distribuição da massa e da posição do centro de gravidade.

O cálculo da massa e o centro de massa são facilmente achados se o veículo já existe através da pesagem como mostrado em DIXON (1996). Para achar a posição do centro de gravidade (o centro de massa e o centro de gravidade é considerado como coincidente para veículos terrestres) pode-se seguir o procedimento mostrado em CANALE (1991) ou em DIXON (1996).

O segundo momento de inércia de um corpo sólido retangular de dimensões a , b , c , (comprimento, largura e altura respectivamente) ao redor do eixo que passa pelo seu centro de massa perpendicular ao lado $a \times b$ do retângulo é dado pela equação:

$$I = M(a^2 + b^2)/12 \quad (4)$$

Para o caso do segundo momento de inércia ao redor do eixo vertical que passa pelo centro de gravidade (c.g.) do veículo (momento de inércia de guinada), podemos definir aqui o chamado raio de giração (k_z):

$$k_z = (I_z/M)^{1/2} \quad (5)$$

Onde: I_z – momento de inércia de guinada.

O raio de giração será a distância na qual a massa do veículo poderá ser concentrada para que seu momento de inércia com relação ao eixo vertical que passa pelo centro de gravidade (c.g.) do veículo (eixo z de acordo com o sistema de coordenadas adotado pela convenção da SAE) seja equivalente ao da massa distribuída do veículo.

Aqui pode ser definido também o chamado índice dinâmico, muito usado em análises de resposta transitória. O índice dinâmico (i_z) pode ser achado pela eq.(6) .

$$i_z = I_z / M \cdot L_{f1} \cdot L_{r1} = k_z / L_{f1} \cdot L_{r1} \quad (6)$$

A adição de carga ao veículo tem um efeito substancial na massa total, na posição do centro de gravidade e no segundo momento de inércia do veículo.

O processo de determinação das propriedades de inércia com o veículo carregado é igual para cada eixo. A massa, evidentemente, é a soma das massas; a nova posição do c.g. será o ponto ao redor do qual o primeiro momento de massa do veículo mais a carga é zero. No caso do momento total de guinada ao redor do eixo que passa pelo novo c.g., este é a soma das contribuições do veículo e da carga achada através do teorema dos eixos paralelos, ou seja $I_0 = I_z + M \cdot x^2$, onde I_0 – é o segundo momento de massa para o eixo fixo no novo c.g., e x é a distância entre o eixo que passa pelo c.g. do veículo sem a carga e o c.g. do veículo carregado.

Em veículos comerciais pesados o carregamento tem um efeito muito grande nas propriedades de inércia. Devido a isto, cada condição de carga deverá ser estudada separadamente. Daí a importância de se desenvolver os estudos dinâmicos considerando os diferentes carregamentos que o veículo pode apresentar e as suas diferentes posições do centro de gravidade de acordo com cada carregamento.

Outro aspecto a considerar aqui é o cálculo da carga dinâmica nos eixos em condições de movimento acelerado o que constitui uma etapa inicial da análise dinâmica lateral ou longitudinal, já que a carga vai influir na capacidade do pneumático de desenvolver forças laterais e/ou longitudinais. Aqui a carga suportada por cada eixo vai se constituir de uma componente estática mais a carga transferida para o eixo (ou para o pneu).

Assim, entra aqui agora a consideração das forças nos pneumáticos, as que serão analisadas no próximo epígrafe.

2.2.6 Forças nos pneumáticos.

As forças nos pneumáticos ocupam o primeiro lugar em importância entre as forças que atuam sobre o veículo. Todas as forças de controle ou de perturbação externa aplicadas ao veículo, exceto as forças aerodinâmicas, são geradas no contato pneumático – pavimento. Por isto, as características e propriedades do pneumático devem receber considerável atenção em estudos dinâmicos de veículos articulados. Aqui podem ser adotados também a terminologia e o sistema de coordenadas da SAE.

A função essencial do pneu é interagir com o pavimento para produzir as forças necessárias para suportar e movimentar o veículo. Forças devem ser geradas para provocar as acelerações de avanço, de freagem e lateral.

Na área de contato entre o pneumático e o pavimento surgem esforços normais (verticais) e de cisalhamento (laterais) devido às forças que o pavimento exerce no pneu. Aqui podemos ter forças de tração ou de freagem (forças longitudinais que ocorrem durante a aceleração ou a freagem do veículo), ou também forças laterais que surgem durante a realização de uma curva.

As forças laterais são necessárias para o controle da direção do movimento do veículo, para gerar a aceleração lateral em curvas ou ante entradas de esterçamento, e para resistir às forças de perturbação externa como rajadas de vento ou a inclinação transversal da pista. Estas forças vão a ser produzidas, principalmente, pelo escorregamento lateral do pneu, e em menor medida pela inclinação lateral do pneu (ângulo de “camber”). É conhecido que durante movimentos curvilíneos o pneu, sendo elástico, escorrega em relação à pista, e que a magnitude deste escorregamento aumenta com o aumento da magnitude das forças aplicadas. O ângulo que devido a este escorregamento é formado entre o plano de rolamento da roda e a direção do movimento é chamado de ângulo de escorregamento (“slip angle”) o que é mostrado por GILLESPIE (1992) na Figura 3 .

Para um dado valor da carga sobre o pneu, a força lateral cresce junto com o ângulo de escorregamento. Para pequenos valores de escorregamento (até 5 graus) a relação é linear e pode ser descrita pela eq.(7).

$$F_y = C_\alpha \cdot \alpha \quad (7)$$

Onde: F_y – força lateral no pneu.

α - ângulo de escorregamento.

C_α - coeficiente de rigidez lateral do pneu ou “cornering stiffness”.

A constante de proporcionalidade C_α é definida como a inclinação da curva para F_y versus α quando $\alpha = 0$.

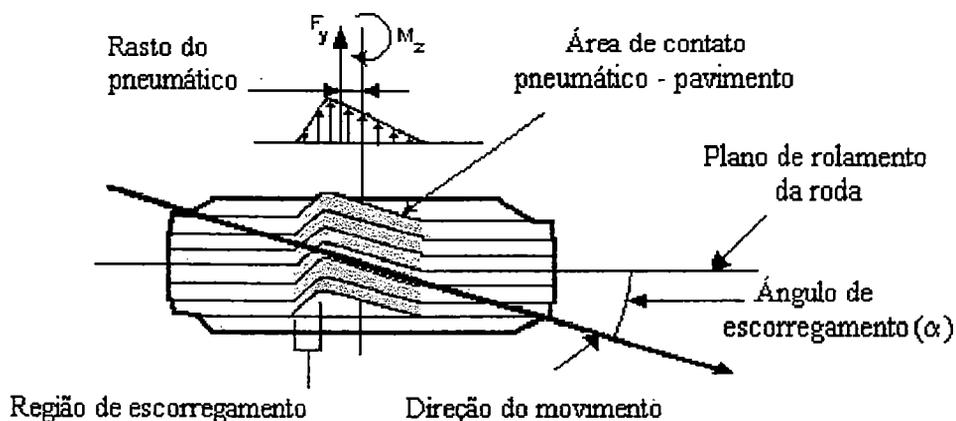


FIGURA 3 – Deformação do pneu em rolamento pela ação da força lateral.

O coeficiente de rigidez lateral do pneu (C_α) é dependente de vários parâmetros de construção e do tipo do pneu, mas para um dado pneumático a carga e a pressão do ar dentro do pneu são as variáveis principais. Devido a que a força lateral é grandemente dependente da carga, as propriedades do pneu podem ser descritas também através do coeficiente lateral ou “cornering coefficient”, que é o coeficiente de rigidez lateral do pneu dividido pela força normal (carga vertical) no pneumático como mostra-se na eq. (8).

$$CC_\alpha = C_\alpha / F_z \quad (8)$$

As forças atuantes no plano lateral no contato pneumático-pavimento são complicadas pelo fato de sua resultante não atuar através do centro da área de contato; assim, por exemplo, para valores pequenos de escorregamento a força lateral resultante atua atrás do centro da área de contato numa quantidade denominada como rastro do pneumático (“pneumatic trail”), resultando num torque aplicado ao pneu que é chamado de torque autoalinhante. Isto pode ser visto na Figura 3.

É comum caracterizar o comportamento do pneu em regime permanente (carga e ângulo de escorregamento constantes). Segundo mostra GILLESPIE (1992) na Figura 4 vemos que quando o ângulo de escorregamento é zero a força lateral é zero; para pequenos valores do ângulo de escorregamento (entre 5 e 10 graus) a força lateral cresce rapidamente e linearmente através do mecanismo mostrado na Figura 3. Para ângulos entre 15 e 20 graus a força lateral alcança seu valor máximo (igual ao coeficiente de atrito lateral máximo vezes a carga vertical no pneu) e depois diminui com aumento do escorregamento. Para altos valores do ângulo de escorregamento o comportamento do pneu será próximo do comportamento da roda travada como mostra a Figura 4.

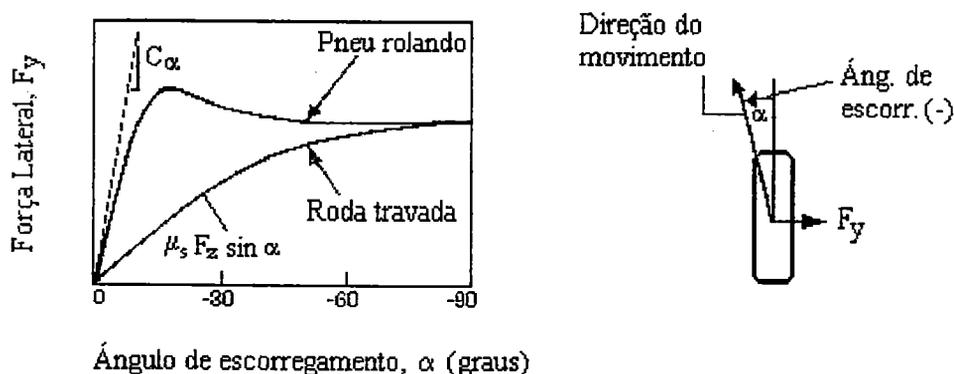


FIGURA 4 – Propriedades da força lateral

Pode-se concluir então que a propriedade de importância primordial para as análises da dinâmica lateral e do desempenho na estabilidade do veículo é a inclinação inicial da curva da força lateral versus o ângulo de escorregamento,

chamada aqui de coeficiente de rigidez lateral do pneu (C_α) e que poderá ser calculada através da eq.(9).

$$C_\alpha = - \partial F_y / \partial \alpha ; \text{ para } \alpha = 0 \quad (9)$$

Para valores pequenos de escorregamento as reações da força no pneu são proporcionais ao valor desse escorregamento (comportamento aproximadamente linear). Ao mesmo tempo, as não linearidades nas relações entre a força no pneu e o escorregamento são importantes para o comportamento do veículo e são, possivelmente, a mais significativa não linearidade a ser considerada.

Como já foi dito anteriormente, o coeficiente de rigidez lateral do pneu é dependente, sobretudo, da carga e da pressão do ar no interior do pneu. Apesar de que a força lateral, para um dado ângulo de escorregamento, eleva-se com o aumento da carga vertical, esta elevação não é proporcional ao aumento da carga. Em geral, a força lateral máxima por unidade de carga acontece para o menor valor de carga. O efeito da carga sobre o coeficiente de rigidez lateral do pneu e sobre o coeficiente lateral é mostrado por GILLESPIE (1992) e pode ser observado na Figura 5. A curva que mostra a relação entre o coeficiente de rigidez lateral e a carga é uma curva característica e representa uma propriedade que tem influência sobre a margem estática (“understeer gradient”) do veículo. A carga também diminui o valor máximo do atrito que pode ser alcançado na curva.

A forma da curva característica do “cornering stiffness” versus a carga vertical para os pneus de caminhão é um pouco diferente que para pneus de veículos simples. Aqui a curva vai crescer monotonamente com o aumento da carga até chegar ao valor de carga máxima permissível do pneu. Assim, os pneus de caminhão apresentam um comportamento próximo ao linear com o aumento da carga, como indicado por FANCHER (1989) na Figura 6. Também desta Figura podemos ver como o “cornering stiffness” é grandemente influenciado pelas características construtivas do pneu.

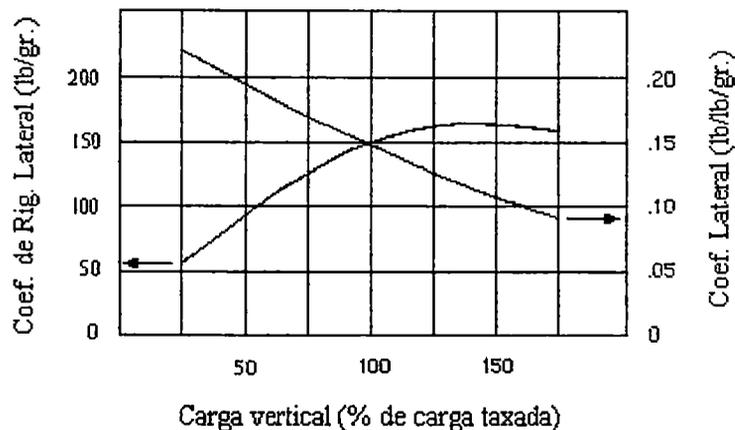


FIGURA 5 – Efeito da carga no desempenho lateral do pneu

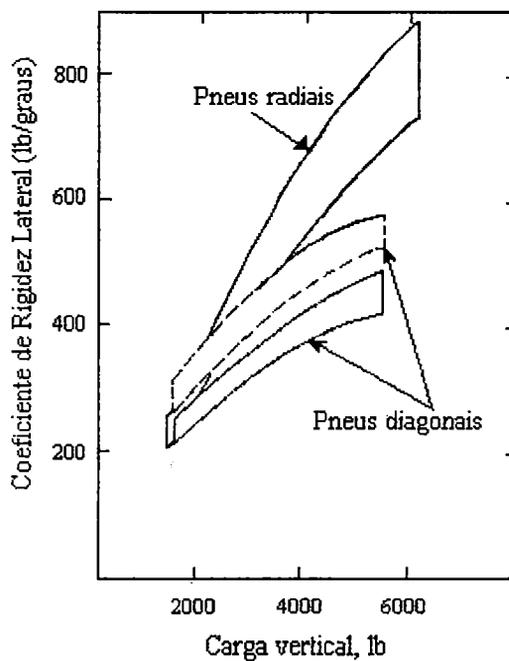


FIGURA 6 - Efeito da carga no desempenho lateral do pneu de caminhão.

No caso da pressão do ar no interior do pneu, apesar de que não da para indicar uma tendência válida para todos os tipos de pneus, pode-se indicar que para o caso de pneus de automóveis convencionais é aceito que o aumento desta pressão provoca o aumento do coeficiente de rigidez lateral do pneu. Para o caso de pneus

para veículos pesados a influência da pressão do ar no interior do pneu é variável, e depende das variações das características da carcaça do pneu. Por outro lado, esta pressão tem uma grande influência na capacidade do pneu de produzir força lateral com grandes cargas, sendo que com a diminuição da pressão observa-se um aumento do ângulo de escorregamento no qual acontece a saturação da força lateral.

Observa-se normalmente que a velocidade não tem efeito significativo sobre o coeficiente de rigidez lateral do pneu para valores (de velocidade) normais dentro do intervalo de uso do veículo.

Em geral, temos visto que o coeficiente de rigidez lateral do pneu é a variável principal que afeta as propriedades laterais do veículo, tanto em regime permanente como transiente. O “understeer gradient” é diretamente influenciado pelo balanço dos coeficientes de rigidez lateral nos pneus dos eixos frontais e traseiros do veículo, sendo que um alto coeficiente de rigidez lateral nos pneus do eixo traseiro é necessário para alcançar a condição de subesterçamento no veículo; o contrário produziria o movimento instável próprio da condição de sobreesterçamento.

Para a roda com “camber”, onde o plano normal do pneu com relação a seu eixo de rotação não é perpendicular ao pavimento, a velocidade angular do pneu terá uma componente normal à área de contato pneumático-pavimento, a qual provoca um movimento rotatório relativo à essa área. Assim o ângulo “camber” induz força lateral e também torque autoalinhante no pneu. Contudo, o efeito do “camber” com relação ao desempenho lateral do veículo é de importância secundária quando comparado com o efeito do escorregamento lateral do pneumático, e é ainda de menor relevância em veículos com eixos rígidos e em veículos pesados.

O momento autoalinhante atuando sobre o veículo só tem uma pequena contribuição para o movimento do veículo na condição de subesterçamento. Seu efeito é mais importante durante a realização de curvas em baixa velocidade.

Uma vez estudadas as características principais dos efeitos que provocam a produção de forças no pneu, é necessário desenvolver modelos teóricos que representem as características do pneu em algum modo e permitam prever com precisão o comportamento do pneumático (e conseqüentemente do veículo) em uma condição real dada. Mas para isto existem grandes dificuldades. Os pneus tem uma estrutura complicada e ao mesmo tempo são flexíveis. Por outro lado alterações no



processo de fabricação, variações na banda de rodagem do pneu devido ao desgaste, variações da superfície da pista, etc., explicam as dificuldades para se desenvolver modelos teóricos que sejam capazes de dar uma predição precisa do comportamento do pneu. Segundo GILLESPIE (1992) o pneu é um sistema não linear o qual é complicado e difícil quantificar.

Muitos modelos simplificados têm-se desenvolvido para aproximar várias propriedades de desempenho, mas para o propósito de um entendimento do efeito destas propriedades na dinâmica do veículo, é preciso observar dados empíricos e assim quantificar as propriedades essenciais. Por isso, para as análises do comportamento dinâmico do veículo os pneus geralmente são representados por modelos empíricos ou semi-empíricos, ou modelos baseados na natureza física do próprio pneu. Aqui não é prático calcular as propriedades do pneu a partir de dados provenientes da sua estrutura. Por outro lado o uso de métodos de cálculo necessários para isto (o método dos elementos finitos por exemplo) exigem um trabalho computacional intenso. Assim, segundo DIXON (1996), a representação das características do pneu pode ser alcançada através da interpolação de dados tabelados ou através de equações empíricas.

O uso de dados tabelados tem o problema da necessidade de criação da tabela, já que é difícil ter disponíveis um conjunto de dados abrangentes e confiáveis. Portanto muitos dos dados tabelados tem que ser gerados por equações empíricas ajustadas para este fim. No uso direto de equações empíricas, a forma da equação está relacionada com as características do pneumático, e uma série de valores de parâmetros (força vertical, "cornering stiffness", etc.) são usados para representar um tipo de pneu em particular.

Uma aproximação alternativa é usar as equações empíricas sem uma relação direta entre os parâmetros e o efeito físico. Isto é inadequado para o trabalho analítico e o entendimento humano direto, mas é aceitável para o trabalho computacional, segundo DIXON (1996). O modelo chamado de "Fórmula Mágica" (ver a revisão de trabalhos publicados apresentada nesta tese) é deste tipo e esta começando a ser usado com amplitude no trabalho numérico pela facilidade de ajuste dos dados, etc.

2.2.7 Forças aerodinâmicas.

As forças aerodinâmicas são menos significativas que as forças nos pneumáticos para o estudo do comportamento dinâmico do veículo. Contudo elas tem um efeito considerável sobretudo em altas velocidades e devem ser incluídas na modelagem do veículo quando objetiva-se a determinação das forças que atuam nele, ou quando tenta-se definir a resposta do veículo ante o efeito dessas forças. As forças de arrasto aerodinâmico e as forças e momentos aerodinâmicos laterais podem perturbar o veículo em determinada medida, o que dependerá do tipo e as características do veículo e das condições em que aconteça a perturbação.

As forças aerodinâmicas poderão ser do tipo de forças em regime permanente ou em regime transiente, o que dependerá de se o campo de velocidades do ar ao redor do veículo é constante ou não durante o intervalo de tempo a considerar. Quando o campo de velocidade do ar ao redor do veículo muda rapidamente a magnitude das forças aerodinâmicas podem ser muito diferentes aos valores estimados em regime permanente e afetar significativamente o desempenho do veículo.

GILLESPIE (1992) apresenta o arrasto aerodinâmico em função de vários fatores. GÖTZ (1987) apud FERNANDES (1994) apresenta o valor do coeficiente de arrasto aerodinâmico (C_D) para vários tipos de veículos comerciais, estando para as diferentes combinações cavalo semi-reboque no intervalo entre 0.66 e 0.89.

Um fator a ter-se em consideração aqui é o relacionado com a variação do coeficiente de arrasto devido à ação da componente lateral do vento. Nos veículos tipo cavalo semi-reboque o vento lateral é particularmente importante porque ele perturba a direção do fluxo aerodinâmico como mostrado por GILLESPIE (1992) na Figura 7. Aqui o vento relativo tem um ângulo de ataque de 30 graus e podemos observar como o fluxo é bem prendido (colado) ao lado direito do veículo, mas apresenta uma região enorme de separação do fluxo no lado esquerdo do semi-reboque. Junto ao arrasto causado pelo vento relativo na área frontal do cavalo, uma grande variação do momento aerodinâmico do vento que bate no semi-reboque adiciona uma outra componente de arrasto adicional.

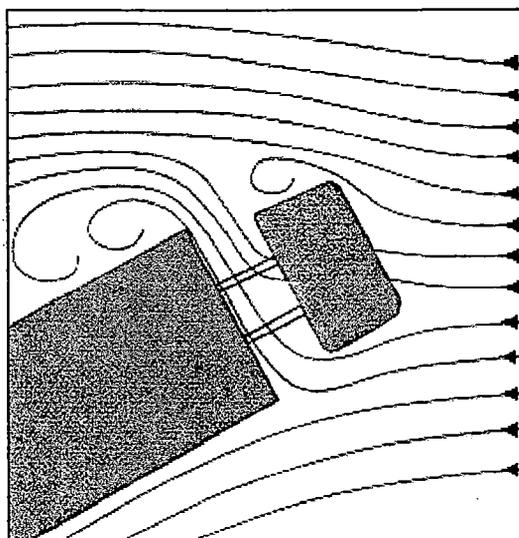


FIGURA 7 – Fluxo do ar ao redor de um cavalo semi-reboque

Como tem sido visto, para o caso dos veículos articulados, as mudanças no coeficiente de arrasto, quando o vento relativo atua com determinado ângulo de ataque no plano de guinada, são muito importantes e deverão ser consideradas no comportamento dinâmico do veículo.

A componente lateral do vento pode provocar mudanças na direção do movimento. Esta força lateral vai atuar no centro de pressão do veículo (ponto de ação das reações combinadas da força lateral e o momento de guinada no veículo), que está situado normalmente para frente da posição do centro de gravidade. Isto pode provocar o giro do veículo devido ao momento de guinada que é produzido.

A localização do centro de pressão do veículo e a sua distância relativa a frente do ponto de esterçamento neutro (ponto no veículo no qual a força lateral produz iguais ângulos de escorregamento para os eixos dianteiros e traseiros do veículo) é uma propriedade aerodinâmica de importância primordial. Em geral o centro de pressão mais próximo do ponto de esterçamento neutro diminui a sensibilidade do veículo ao vento transversal. O centro de pressão a frente induz uma resposta de grande aceleração lateral e o veículo terá tendência à guinar e a ser deslocado lateralmente.

Outras propriedades dinâmicas do veículo influem em como será a resposta dele ante a ação da força aerodinâmica transversal. Assim temos, por exemplo, a distribuição do peso entre os eixos, que determina a posição do centro de gravidade e a posição do ponto de esterçamento neutro do veículo; ou o coeficiente de rigidez lateral do pneu que também afeta a localização do ponto de esterçamento neutro e conseqüentemente afeta o grau em que o veículo resistirá às perturbações do momento de guinada originadas pela força aerodinâmica lateral.

2.2.8 Forças de controle do motorista.

Os problemas de controle e estabilidade apresentados pelos veículos articulados demandam maior habilidade do motorista, que deve ser medida em termos de potencial de perda do controle sobre o amplo campo de parâmetros e condições de operação do veículo. A inter-relação entre o motorista e o desempenho do veículo pode ser avaliada mediante duas aproximações:

- 1) Sistema de malha aberta (“open loop system”).
- 2) Sistema de malha fechada (“close loop system”).

No sistema de malha aberta é caracterizado somente o veículo. A malha é referente à resposta do veículo para uma entrada de direção específica dada pelo motorista (o chamado comportamento de resposta direcional), ou seja, a demanda diante do motorista é colocada através de manobras específicas que são estimadas. Aqui poderão ser consideradas também as entradas de aceleração ou desaceleração que, dadas pelo motorista, produzem as forças de tração e de freagem respectivamente. Uma outra entrada da maior importância é a combinação de movimento curvilíneo e desaceleração simultaneamente. Isto é uma manobra comum em situações previas ao acontecimento do acidente, onde a manobra é feita precisamente tentando evitá-lo.

No sistema de malha fechada usam-se modelos matemáticos que levam em consideração as reações do motorista. Aqui o motorista observa a direção ou posição do veículo e corrige a entrada para alcançar a condição de movimento desejada.

DIXON (1996) mostra um diagrama de blocos do sistema veículo motorista em malha fechada na Figura 8. A parte direita da Figura (a partir da linha descontínua) representa o sistema de malha aberta, ou seja, o veículo e seu comportamento de resposta ante entradas de controle ou perturbações da pista ou ambientais. O sistema completo, evidentemente, inclui o motorista, e, devido a que ele toma informação de retorno sobre o movimento do veículo, o sistema é chamado de sistema de malha fechada. Assim os estudos de “handling” podem ser baseados no sistema de malha aberta quando quer se revelar alguma característica do veículo, ou em malha fechada quando quer se incluir o desempenho do motorista.

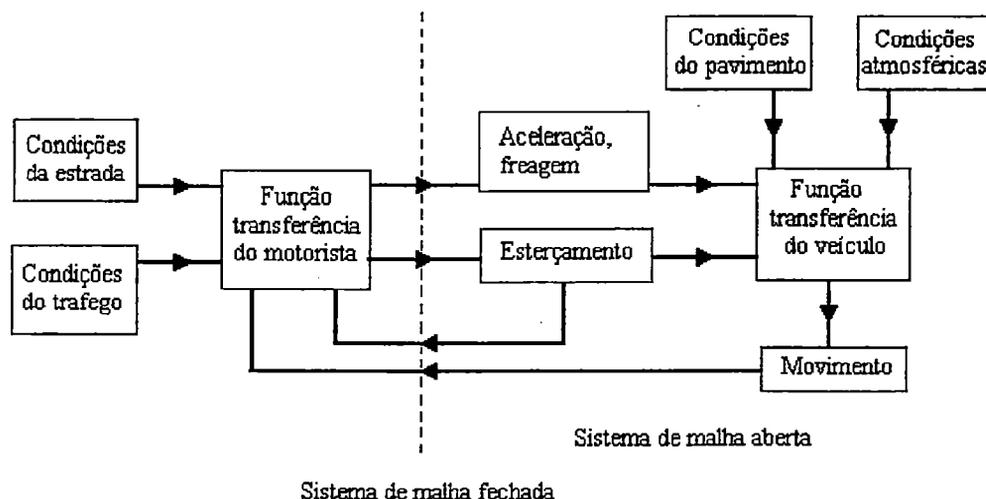


FIGURA 8 – Sistema de malha fechada

A grande variabilidade da resposta do motorista dificulta quantificar a resposta do veículo em situação de malha fechada, motivo pelo qual adota-se, normalmente, a malha aberta para estudos de dinâmica veicular, considerando-se o automóvel como um sistema isolado. Estudos recentes estão facilitando a questão das

dinâmicas associadas à capacidade de resposta do ser humano que no futuro serão consideradas plenamente.

2.2.9 Ângulos que definem a orientação da roda com relação ao solo

Na modelagem das características dinâmicas dos veículos (incluindo-se também os articulados) é importante se saber como os ângulos, que definem a orientação da roda com relação ao solo, são afetados pelas forças envolvidas no movimento do veículo. É convencional, por exemplo, desenhar o sistema de suspensão de modo que os ângulos de direção sejam alterados durante o movimento do veículo. Além disso as rodas estão conectadas ao resto do veículo mediante estruturas elásticas. Os modelos simples usualmente omitem tais efeitos tendo-se assim alguma vantagem em quanto à complexidade. As equações de movimento obtidas quando é modelado o comportamento de um veículo tendem a ser muito complicadas até quando os modelos tem o menor número possível de graus de liberdade, mas estudos mais precisos tomam em conta os efeitos antes mencionados.

O conceito de conformidade (“compliance”) é usado para simplificar as equações de movimento e baseia-se na observação de que as forças aplicadas em muitas partes do veículo não desviam-se significativamente dos valores de equilíbrio estático durante manobras típicas do veículo. Isto significa, por exemplo, que as forças de inércia em muitos componentes do veículo são desprezíveis para propósitos práticos na maioria das manobras concernentes às propriedades dinâmicas do veículo e as deflexões induzidas por estas manobras em cada componente podem ser analisadas numa base quase estática segundo KURTZ & ANDERSON (1977).

Assim temos que para modelos lineares, as mudanças nos ângulos que definem a orientação da roda com relação ao solo devido às forças envolvidas no movimento do veículo, podem não ser tomadas em consideração, ao contrário do que ocorre para o caso de usar-se um modelo não linear.

2.3 Estudos de estabilidade.

2.3.1 Introdução.

O estudo das características dinâmicas do veículo é fundamental para conhecer e prever seu comportamento e para melhorar o seu desempenho. Isto inclui tanto o estudo dos movimentos do veículo na direção longitudinal como na direção lateral e vertical. No caso de estudos de estabilidade direcional, os movimentos laterais são os de maior importância, pois, o que se pretende é manter a estabilidade lateral do veículo ante qualquer condição do movimento. Assim, os estudos de estabilidade são fundamentalmente, junto aos de dirigibilidade e controle, parte integrante da dinâmica lateral.

Na literatura são indicados vários métodos para o estudo das características dinâmicas de veículos comerciais combinados. Para o caso de ser considerado o veículo como um sistema isolado, onde é desprezada a ação do motorista (sistema de malha aberta), definem-se um conjunto de métodos (VLK, 1982) que podem ser convenientemente classificados da seguinte forma:

1. Movimento à velocidade constante:

a) Comportamento durante um percurso dado:

Inclui movimentos em linha reta, movimentos circulares e manobras de mudança de pista simples ou dupla. O ângulo das rodas esterçadas tem que ser tal que permita que as rodas do eixo frontal do cavalo sigam, necessariamente, o percurso definido em várias velocidades de movimento. As respostas são determinadas através da aceleração lateral, a taxa de guinada, os ângulos de articulação (ângulos de guinada relativos), ângulos de "roll" e ângulos de escorregamento.

b) Estabilidade:

Aqui o veículo pode ser analisado realizando uma curva em regime permanente e depois sendo perturbado por forças de controle do motorista ou forças

externas. Também poderá se fazer a análise para movimentos retilíneos. São estudadas as características da resposta transitória nestas condições.

c) Resposta transiente e resposta em frequência:

Sistema sendo perturbado com entradas (esterçamentos) aleatórios ou harmônicos.

d) Requisitos de largura da pista para acomodar o arraste dos eixos traseiros do veículo combinado (“offtracking”).

2. Segurança ao tombamento:

Previsão da velocidade de tombamento da composição em curva.

3. Desempenho na freagem:

a) Distribuição da força de freagem.

b) Tempo de resposta do sistema de freio.

c) Freagem durante o movimento em linha reta:

Inclui freagem não simétrica, falha no circuito de freio, efeito do travamento da roda e sistemas antibloqueio).

4. Direção e freio combinados:

a) Freagem durante uma curva.

b) Freagem durante uma mudança de pista.

Do anterior vemos que a pesquisa da estabilidade é um dos métodos utilizados para a avaliação do comportamento dinâmico destes veículos. Atualmente, os complexos estudos de estabilidade para veículos articulados pesados rodoviários são possíveis de serem investigados para condições iniciais específicas com ajuda do

computador. Por sua vez, os estudos de estabilidade veicular são dirigidos a dois tipos de estabilidade: a lateral e a longitudinal. Segundo AFANASIEV et al. (1983) estes estudos podem classificar-se da seguinte maneira:

a) Estabilidade lateral:

Pode ser estudada para movimentos retilíneos e curvilíneos. Os sintomas de perda da estabilidade são a mudança na direção de movimento, o escorregamento lateral e o tombamento.

b) Estabilidade longitudinal:

É estudada para movimentos retilíneos e tem como sintomas a perda da aderência nas rodas motrizes e o tombamento do veículo.

A perda de estabilidade mais provável e perigosa é a perda da estabilidade lateral e para o caso de estudos de estabilidade direcional a maior atenção é dada as possíveis mudanças de direção do veículo devido a sua resposta diante de perturbações.

2.3.2 Conceitos básicos de estabilidade de sistemas.

Um sistema pode ter um comportamento estável ou instável. Um sistema instável, no caso de veículos, é normalmente de baixa segurança e altos riscos. Do ponto de vista prático, a determinação das condições em que o veículo terá um comportamento instável é importante para que elas possam ser evitadas.

A estabilidade pode ser classificada em absoluta e relativa. A estabilidade absoluta se refere ao fato do sistema ser estável ou não; a estabilidade relativa é uma medida de quão estável é o sistema depois de constatada a sua estabilidade.

A avaliação do desempenho na estabilidade de um sistema é baseada nas respostas (saídas) temporais do sistema ante uma ação sobre ele (entrada) que afete o seu estado inicial antes dessa ação ou perturbação. A resposta temporal (resposta no tempo) de um sistema é dividida em duas partes: a resposta transitória e a resposta

em regime permanente. A resposta transitória é a parte da resposta temporal que tende a zero com o transcurso do tempo; a resposta em regime permanente é a parte da resposta que permanece ao longo do tempo (ou após o desaparecimento do transitório).

Todos os sistemas apresentam o fenômeno de transitório até que o regime permanente seja atingido. As respostas de um sistema não podem seguir, instantaneamente, mudanças bruscas (entradas) sobre seu estado inicial e por isso normalmente apresentam-se transitórios. Um veículo, por exemplo, que como sistema físico não pode evitar o efeito da inércia e da massa, apresentará transitórios na sua resposta (saída do sistema) ante uma perturbação (entrada do sistema).

Assim, o controle da resposta transitória é muito importante, já que é uma parte significativa do comportamento dinâmico do sistema e deverá ser cuidadosamente estudada para poder definir e prever o comportamento dele ante uma perturbação.

Aqui deve ficar claro que a resposta transitória tem significado apenas quando se trata de um sistema estável, pois, para um sistema instável a resposta não diminui e está fora de controle.

Em termos da resposta transitória, a definição de estabilidade absoluta do sistema será: sistema no qual, uma vez que a perturbação desaparece, a resposta transitória também desaparece.

No caso de um veículo, o estudo da estabilidade de seu movimento é também, basicamente, o estudo dos movimentos de resposta transitória que resultam logo após uma pequena perturbação. Aqui as perturbações podem ser de controle ou podem ser externas, como mostrado no organograma da Figura 9. As perturbações de controle são originadas por entradas de esterçamento ou entradas de aceleração ou desaceleração; as entradas externas surgem a partir da ação do vento ou da estrada.

O desempenho transitório de um sistema de controle pode ser caracterizado para uma entrada degrau unitário. Aqui são usados critérios de desempenho tais como sobressinal (“overshoot”), tempo de atraso, tempo de subida e tempo de acomodação (KUO, 1982). Estas grandezas dão uma medida direta das características transitórias da resposta a degrau e são fáceis de ser medidas quando já se dispõe de um gráfico da resposta no tempo.

Para o caso de resposta transitória ante perturbações externas a caracterização do sistema com relação à estabilidade, poderá ser feita analiticamente através do estudo das raízes da equação característica do sistema.

Uma ampla variedade de sistemas físicos podem ser tratados adequadamente com equações diferenciais ordinárias com coeficientes constantes. A forma geral de uma equação linear com coeficientes constantes é apresentada na eq.(10).

$$K_n(d^n y/dx^n) + K_{n-1}(d^{n-1}y/dx^{n-1}) + \dots + K_2(d^2y/dx^2) + K_1(dy/dx) + K_0y = f(x) \quad (10)$$

Onde: K_n – parâmetros do sistema.

x, y – variável independente e dependente respectivamente.

$f(x)$ – função de forças que provoca a reação do sistema.

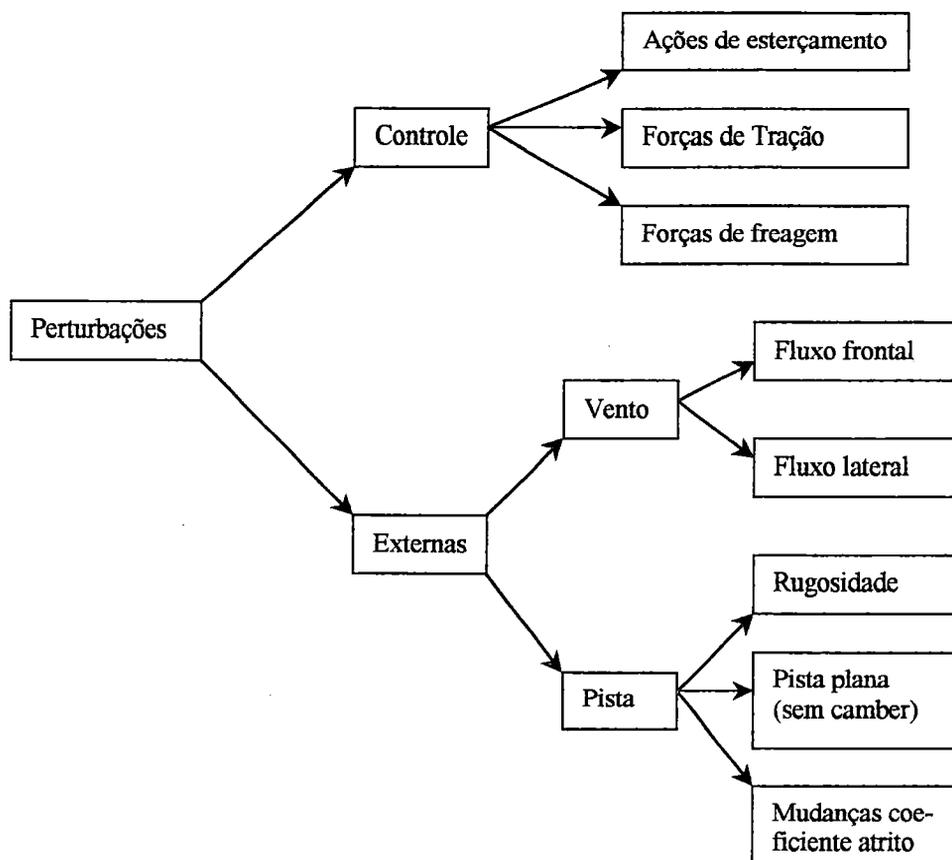


FIGURA 9 - Tipos de perturbações que podem atuar sobre o veículo.

Se na equação (10) a função de forças ($f(x)$) é igualada a zero, obtemos então a chamada equação homogênea que corresponde fisicamente à resposta do sistema depois de receber uma energia inicial e deixado reagir livremente sem ação de agentes externos.

A solução geral da equação homogênea será então a função complementar do sistema de equações diferenciais ordinárias com coeficientes constantes. A função complementar não é dependente da função de forças ($f(x)$) e é chamada de solução transitória.

A função complementar, para sistemas lineares com coeficientes constantes, pode ser definida assumindo uma solução que pode ser, por exemplo, da forma mostrada na eq. (11):

$$f_c = C \cdot e^{\lambda\tau} \quad (11)$$

Onde: C - constante que representa uma amplitude real ou complexa.

e - base do logaritmo natural.

λ - qualidade real ou complexa a ser determinada.

τ - variável do tempo.

Substituindo esta solução assumida na equação homogênea e logo de varias transformações, podemos obter uma equação da forma em que, como exemplo, é mostrada na eq.(12).

$$K_n D^n + K_{n-1} D^{n-1} + \dots + K_2 D^2 + K_1 D + K_0 = 0 \quad (12)$$

Onde: D – operador diferencial que pode ser tratado como uma incógnita algébrica.

A equação (12) é chamada de equação característica do sistema físico que representa, já que ela contem toda a informação necessária para descrever as características do sistema. Quando D é considerado uma incógnita algébrica, então podemos achar as raízes da equação característica, que poderão ser calculadas se as constantes K_n são números conhecidos.

Para o caso de um veículo as equações que regem o movimento dele podem ser equações diferenciais ordinárias com coeficientes constantes. Estas equações, quando reduzidas (igualando a zero as forças externas sobre o sistema), expressam a natureza dos movimentos transitórios da combinação veicular logo após sofrer uma perturbação. Essas equações reduzidas constituem equações lineares homogêneas para as quais teremos que achar a função complementar ou solução geral, que para o caso da combinação cavalo semi-reboque será uma equação característica constituída por um polinômio de quarta ordem como mostrado na equação (13) a seguir.

$$K_4(\lambda)^4 + K_3(\lambda)^3 + K_2(\lambda)^2 + K_1(\lambda) + K_0 = 0 \quad (13)$$

Onde: (λ) – raízes da equação caraterística (polinômio de quarta ordem).

As raízes desta equação característica são quatro valores que determinam a natureza da solução final, representando cada uma delas um movimento constante. A resposta do sistema veicular será a soma destes movimentos, seguindo o principio da superposição linear.

Para a caracterização da resposta transitória é necessário, então, o estudo das raízes da equação característica. Desde que as raízes podem ser reais ou podem ser complexas (ter parte real e imaginária ao mesmo tempo), uma condição para avaliar a estabilidade do sistema seria determinar a existência de raízes reais positivas ou pares complexos com parte real positiva. Nestas condições os movimentos tendem ao infinito com o transcurso do tempo; por tanto são movimentos que tendem a se afastar da sua condição inicial, o que significa uma resposta divergente, e o sistema terá um comportamento instável após a perturbação. Em termos da função complementar, a estabilidade absoluta de um sistema pode ser definida da seguinte maneira: o sistema é absolutamente estável se a função complementar tende a zero (ou absolutamente instável se a função complementar tende ao infinito).

O próprio tipo da raiz também dará informações valiosas sobre o modo da resposta do sistema. Assim, para raízes reais simples os modos da resposta serão movimentos de caráter aperiódico, e para raízes reais complexas serão movimentos de resposta de caráter periódico. Isto possibilita, então, caracterizar a resposta

transitória não só em quanto à existência ou não de estabilidade mas também quanto a forma desta resposta, podendo-se falar aqui então em estabilidade periódica e aperiódica.

2.3.3 Estabilidade absoluta e estabilidade relativa.

Como foi visto anteriormente, através do estudo das raízes da equação característica do sistema, é possível avaliar a condição dele quanto à estabilidade absoluta, ou seja, determinar se o sistema é estável ou não. Uma vez que a condição de estabilidade tenha sido constatada para o sistema em estudo, é importante definir o grau dessa estabilidade, ou dito de outra maneira, medir a estabilidade relativa do sistema.

As raízes da equação característica, desde que podem ser números reais ou pares complexos, podem ser representadas no plano complexo, que é um plano formado por dois eixos: o eixo horizontal é o eixo dos valores da parte real das raízes, o eixo vertical é o eixo dos valores da parte imaginária das raízes. Aqui podemos considerar as raízes como podendo de fato localizar-se em qualquer ponto dentro deste plano. Assim sendo, temos que se a raiz real (ou a parte real do par complexo) é negativa, nós teremos uma função exponencial que tende a zero com o transcurso do tempo. Do contrário, se a raiz real (ou a parte real do par complexo) é positiva, nos teremos uma função que tende a infinito com o passar do tempo. Se a raiz real é zero, a solução será uma constante; se o par complexo é puramente imaginário, a solução será um movimento oscilatório não amortecido. Disto, podemos concluir que: a condição para que o veículo seja estável e que todas as raízes da equação característica estejam no semiplano esquerdo do plano complexo.

A partir do que já foi dito, podemos resumir a relação entre a resposta transitória e as raízes da equação característica como:

1. Quando todas as raízes estão no semiplano esquerdo no plano complexo, as respostas do sistema devido às condições iniciais¹ tenderão a zero quando o tempo tende a infinito.

¹ (condições iniciais) = perturbações efêmeras no sistema.

2. Se um ou mais pares de raízes simples estão sobre o eixo imaginário, mas não há raízes no semiplano direito, as respostas devido as condições iniciais serão oscilações senoidais não amortecidas.
3. Se uma ou mais raízes estão no semiplano direito, as respostas crescerão em amplitude conforme o tempo cresce.

As duas últimas relações são definidas normalmente para sistemas lineares como condições instáveis. As respostas referidas nas condições acima são devidas apenas às condições iniciais e freqüentemente são chamadas respostas à entrada nula. KUO (1982) afirma que a condição de estabilidade para sistemas lineares invariantes no tempo é independente das entradas. Portanto, podemos concluir que a estabilidade para entrada nula de um sistema linear invariante no tempo é determinada pela localização das raízes da equação característica do sistema, sendo que todas elas devem estar no semiplano esquerdo do plano complexo, como mostra KUO (1982) na Figura 10.

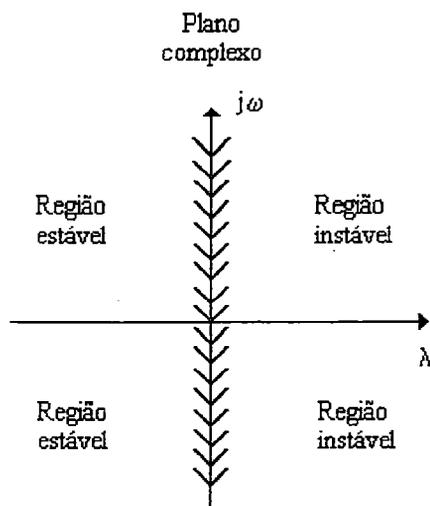


FIGURA 10 – Regiões estável e instável
no plano complexo

No caso da estabilidade relativa, ou seja, quanto estável é o sistema, veremos a seguir que a localização das raízes no plano complexo também poderá nos dar essa informação. Na Figura 11, apresentada em KUO (1982), temos a localização de

raízes complexas conjugadas. Aqui temos que a abscissa $\xi = \zeta \cdot \omega_n$ é o fator de amortecimento que controla a taxa de subida e decaimento da resposta temporal e é a parte real das raízes; a ordenada $\omega = \omega_n (1 - \zeta^2)^{1/2}$ é a frequência amortecida da oscilação (ou a frequência condicional segundo KUO (1982)) e é a parte imaginária das raízes. Aqui ω_n é a frequência natural e no gráfico está representada pela distância radial das raízes até a origem do plano complexo.

Finalmente temos a taxa de amortecimento (ζ) da resposta do sistema que é igual ao cosseno do ângulo entre a linha radial para as raízes e o eixo real negativo, ou seja $\zeta = \cos \theta$.

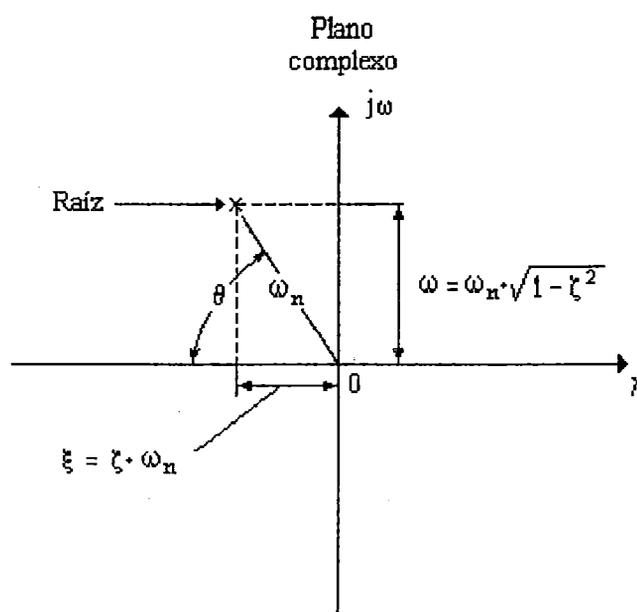


FIGURA 11 – Relações das raízes no plano complexo

Quando as raízes são reais o sistema será criticamente amortecido e a taxa de amortecimento do sistema é igual a um ($\zeta = 1$) (ver Figura 12 b); o fator de amortecimento será $\xi = \omega_n$. Aqui a resposta será exponencial e não há sobressinal, o que significa que a saída nunca excede o valor da entrada do sistema.

Quando as raízes são imaginárias o amortecimento é zero ($\zeta = 0$) e a resposta do sistema será puramente senoidal; ω_n corresponderá à frequência da senoide não amortecida (ver Figura 13 a).

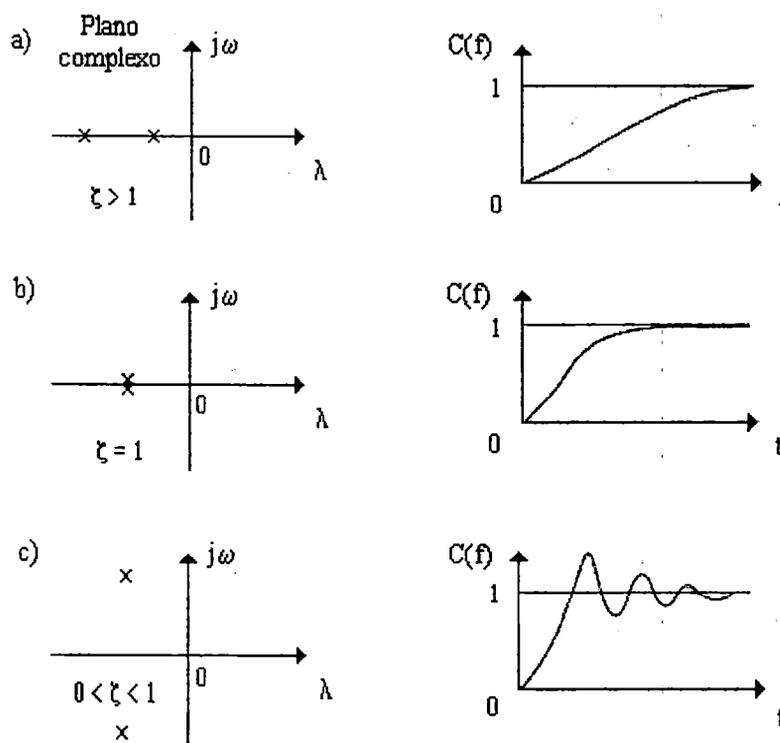


FIGURA 12 – Respostas para varias localizações de raízes no plano complexo.

Quando as raízes são pares complexos conjugados com parte real e imaginária e localizadas no semiplano esquerdo do plano complexo, a taxa de amortecimento terá valores no intervalo $0 < \zeta < 1$ e a resposta será oscilatória e amortecida como mostrado na Figura 12 c. Aqui a resposta será mais oscilatória na medida que ζ diminui como se mostra na Figura 14.

Finalmente, quando as raízes são pares complexos conjugados com parte real e imaginária e localizadas no semiplano direito do plano complexo, a taxa de amortecimento terá valores no intervalo $0 > \zeta > -1$ e a resposta será oscilatória, mas não amortecida como pode-se ver na Figura 13 b. Para o caso de $\zeta < -1$ a resposta será como mostrado na Figura 13 c.

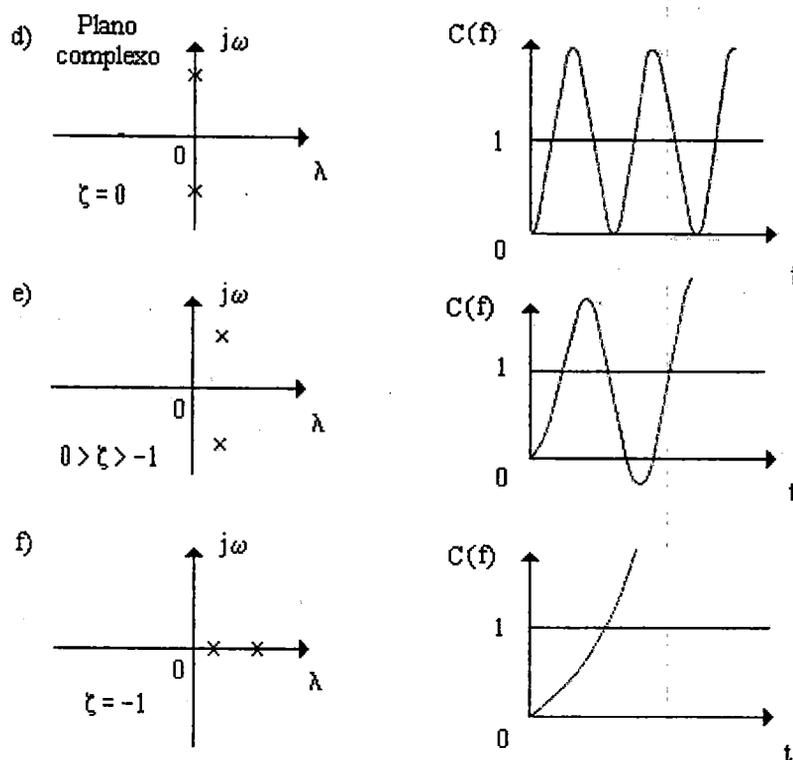


FIGURA 13 - Comparação de respostas para varias localizações de raízes no plano complexo

Voltando ao caso das raízes com parte real e imaginária e localizadas no semiplano esquerdo do plano complexo (taxa de amortecimento no intervalo $0 < \zeta < 1$) temos que as raízes formaram um par complexo que pode ser escrito como mostrado na eq.(14).

$$\lambda = -\zeta \cdot \omega_n \pm j \cdot \omega_n (1 - \zeta^2)^{1/2}; \quad (14)$$

Disto podemos obter a taxa de amortecimento como mostrado a seguir:

$$\zeta = 1 / (1 + (\omega / \xi^2))^{1/2} \quad (15)$$

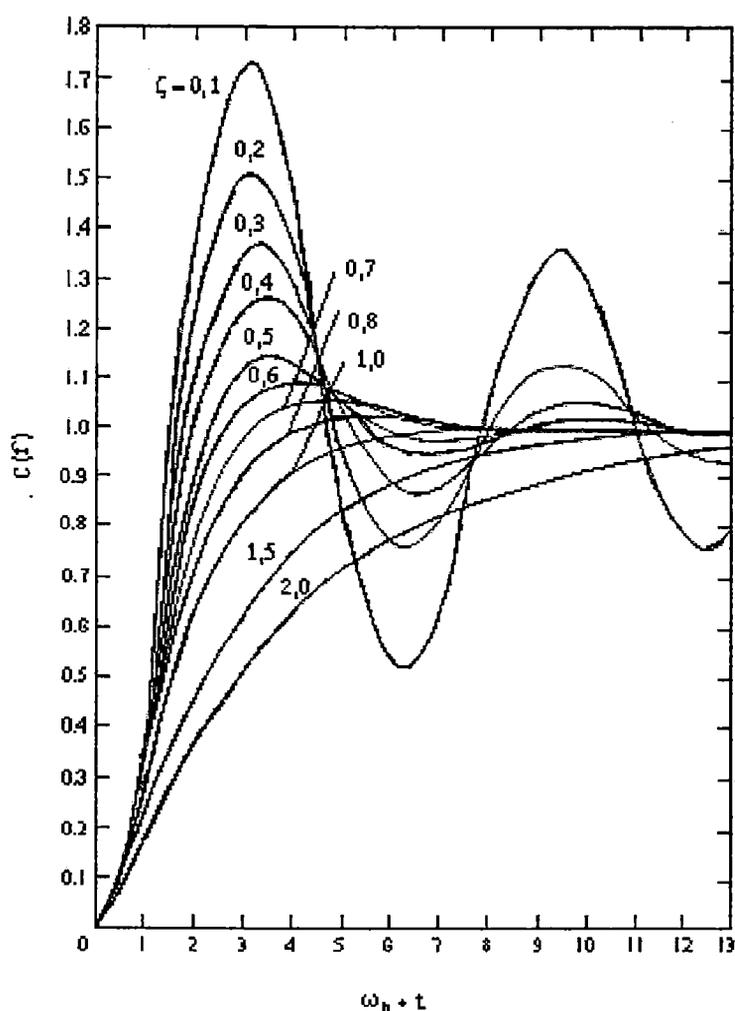


FIGURA 14 – Respostas transitórias e taxas de amortecimento respectivas.

Estas equações também são válidas para o caso negativamente amortecido, e para os casos criticamente amortecido e não amortecido onde teremos as mesmas equações, mas mais simplificadas. Para o caso superamortecido só altera-se a posição dos termos dentro da raiz da eq.(15).

De todo o anteriormente visto podemos resumir que o semiplano esquerdo do plano complexo corresponde a amortecimento positivo (ζ positivo), o semiplano direito a amortecimento negativo, e o eixo imaginário corresponde a amortecimento zero. Estes dois últimos casos são considerados como instáveis para sistemas lineares

pelo qual o interesse estará centrado apenas no caso em que as raízes estão no semiplano esquerdo e o sistema é absolutamente estável.

O essencial para que o sistema seja convenientemente estável é que a resposta transitória diminua rapidamente. Daí poderíamos pensar que o importante é que o valor da taxa de amortecimento seja o maior possível, o que não é verdadeiro. Isto pode-se ver na Figura 14, onde observa-se que o aumento do valor da taxa de amortecimento vai acompanhado de um maior tempo de acomodação (maior tempo para o sistema retornar na condição inicial) e, pelo contrário, a diminuição da taxa de amortecimento provoca maiores amplitudes da oscilação. Por tanto, a otimização é aqui a melhor solução, resultando que a faixa de valores para a taxa de amortecimento geralmente aceita para desempenho satisfatório é de 0.5 a 0.8 segundo KUO (1982).

Assim, podemos concluir que a localização das raízes dá a possibilidade de definir não somente a estabilidade absoluta, quanto também a estabilidade relativa do sistema.

2.3.4 Métodos para análise de estabilidade.

Embora a análise da estabilidade de um sistema possa ser realizado através do estudo das raízes da equação característica (também poderia ser feito a partir da resposta impulsiva ou da matriz de transição de estados usando a Transformada de Laplace), não sempre é fácil o cálculo numérico delas, como ocorre por exemplo para polinômios de ordem alta. Nesse casos o uso do computador é indispensável. Por isto, muitas vezes, utilizam-se algoritmos de aplicação imediata que dão respostas para a condição de estabilidade sem grandes complexidades. Entre esses métodos teremos:

- a) Critério de Routh-Hurwitz: um método algébrico que dá informação sobre a estabilidade absoluta do sistema. O critério testa se alguma raiz da equação característica está no semiplano direito do plano complexo e indica quantas raízes estão sobre o eixo imaginário e quantas estão no semiplano direito. Não dá informação com relação ao grau de estabilidade do sistema.

- b) Gráfico do lugar das raízes: representa um diagrama do lugar geométrico das raízes da equação característica quando um determinado parâmetro do sistema varia; aqui quando o lugar das raízes passa pelo semiplano direito do plano complexo o sistema (em malha fechada) fica instável.
- c) Critério de Nyquist: um método semigráfico que da informação sobre a diferença entre o número de pólos e zeros da função transferência de malha fechada a partir do gráfico de Nyquist da função transferência de malha fechada; aqui os pólos são as raízes da equação característica. O método requer saber a posição relativa dos zeros da função transferência de malha fechada e está baseado na resposta de frequência do sistema através de curvas obtidas teórica ou experimentalmente.
- d) Critério de estabilidade de Lyapunov: um método para determinar a estabilidade de sistemas não lineares, mas que pode ser aplicado também a sistemas lineares; aqui a estabilidade do sistema é determinada a partir de uma função de Lyapunov para o sistema.

No caso da análise da estabilidade dinâmica de veículos articulados representados por modelos matemáticos lineares são aplicados dois métodos principais:

1. Critério de Routh-Hurwitz.
2. Cálculo numérico das raízes da equação característica.

O Critério de Routh-Hurwitz é muito utilizado para a detecção da presença de raízes instáveis quando não é preciso ou quando é difícil achar seus valores numéricos e pode ser visto em VLK (1985). Na revisão de trabalhos publicados mostrada anteriormente neste capítulo são achados vários autores que tem-se utilizado deste método, como por exemplo HALES (1965), ELLIS (1966) e GUNTUR & WONG (1978). O método garante a estabilidade dinâmica do veículo sempre que os coeficientes (K_i) da equação característica sejam todos positivos e que a condição entre seus coeficientes, mostrada a seguir, seja válida:

$$K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 - K_1^2 \cdot K_4 - K_3^2 \cdot K_0 > 0$$

O cálculo numérico das raízes da equação característica consiste em achar os valores das raízes e, através deles, avaliar o sistema identificando a existência de raízes reais positivas (ou de parte real das raízes positivas no caso de um par

complexo) que indicam a instabilidade do sistema. A ordem da equação característica do sistema indicará a facilidade deste cálculo, apesar de que hoje conta-se com a técnica computacional suficiente para estes cálculos até para polinômios de ordem alta. Na literatura revisada foram encontrados vários métodos para o cálculo das raízes, entre eles os que utilizam técnicas de fatorização (técnicas aproximadas) (JINDRA, 1963, 1965) ou até programas computacionais desenvolvidos especialmente para esta análise. A vantagem do cálculo numérico das raízes é que obtém-se a mais completa informação sobre o sistema possibilitando também o estudo da estabilidade relativa.

Outros métodos de análise de estabilidade como o Critério de estabilidade de Nyquist e o Critério de estabilidade de Lyapunov não foram praticamente aplicados a estudos de dinâmica veicular.

Para sistemas não lineares o estudo da estabilidade dinâmica dos veículos é realizado, fundamentalmente, através do uso de métodos de linearização. Estes métodos permitem a aproximação das não linearidades através de formulações matemáticas simples. Contudo, sob certas condições, estes modelos falham em refletir o comportamento real do sistema.

2.3.5 Análise dinâmica na curva em regime permanente.

O comportamento do veículo durante a realização de uma curva em regime permanente é um estudo de desempenho importante que permite conhecer a capacidade de resposta do veículo diante de entradas dadas pelo motorista ou a facilidade de seu controle direcional e, também, determinar seu equilíbrio estático. Aqui o veículo é acelerado até uma velocidade pre-determinada realizando uma trajetória circular usualmente de raio constante com a suposição de que o veículo é capaz de operar continuamente nesta trajetória circular ideal. Depois de alcançada essa condição são determinados então vários parâmetros do desempenho do veículo como a aceleração lateral, o ângulo de esterçamento necessário para o giro, o ângulo de escorregamento lateral do veículo necessário para manter o equilíbrio durante a curva em regime permanente, e o ângulo de guinada entre o cavalo e o semi-reboque

produto desta condição de operação. A resposta em regime transiente também pode ser determinada aqui mediante estudos do comportamento do veículo ante entradas externas (ambientais) ou internas (dadas pelo motorista) a uma dada velocidade durante trajetória circular. Aqui o veículo pode ser levemente perturbado para a análise da sua estabilidade nesta condição de movimento curvilíneo sendo tratado ainda linearmente e em condição quase-estática.

Para curvas em baixa velocidade (manobras de estacionamento) os pneumáticos não precisam gerar forças laterais e assim eles rolam sem escorregamento lateral e o veículo realizará a curva de acordo com a geometria "Ackerman" (ver GILLESPIE, 1992) assumindo pequenos ângulos de esterçamento cujo valor médio é definido como ângulo "Ackerman".

Para curvas em alta velocidade a aceleração lateral estará presente e para neutralizá-la os pneumáticos deverão desenvolver forças laterais e por conseguinte ângulos de escorregamento estarão presentes em cada roda. Para ângulos de escorregamento pequenos, a sua relação com a força lateral é linear, surgindo a constante de proporcionalidade chamada rigidez lateral ("cornering stiffness") (ver epígrafe 2.2.6). A rigidez lateral, como já foi mostrado, é altamente influenciada pelo carregamento, a pressão interna do ar, etc., mas no caso de movimento em uma curva também vai depender da relação aceleração lateral vezes o raio de giro. Finalmente os parâmetros que representam a resposta em regime permanente vão depender não só dos fatores geométricos, mas também da velocidade de avanço e do peso relativo em cada um deles da distribuição de carga e da rigidez lateral do pneumático.

Para a determinação das características de esterçamento do veículo será suficiente então a comparação do ângulo de esterçamento calculado com o ângulo "Ackerman" antes definido. Se o ângulo de esterçamento é maior que o "Ackerman" o veículo apresentará subesterçamento; no caso contrário sobreesterçamento; e na condição de igualdade de valores entre eles a característica de esterçamento será neutra.

Um veículo com sobreesterçamento será divergentemente instável se a sua velocidade excede um valor crítico chamado de "Velocidade Crítica". Um veículo subesterçante é continuamente estável para todas as velocidades de seu movimento de avanço e aqui o nível de subesterçamento pode ser quantificado através da

chamada “Velocidade Característica”, que é aquela onde o valor do ângulo de esterçamento é o dobro do valor do ângulo “Ackerman”.

A discussão sobre as características de esterçamento de um automóvel convencional também pode ser desenvolvida partindo do cálculo da chamada Margem Estática ou Gradiente de Subesterçamento (“Understeer Gradient”) (K) , sendo que para $K > 0$ o veículo será subesterçante, para $K < 0$ será sobreesterçante e para $K = 0$ o esterçamento será neutro (ver GILLESPIE (1992)).

Para um veículo articulado tipo cavalo semi-reboque Jindra (1963) achou a expressão para o cálculo da margem estática a partir do equilíbrio entre o raio de curva e a entrada do ângulo de esterçamento como mostrado nas eq.(16) e (17).

$$1/R_{ss} = (1/(1+K \cdot V^2)) \cdot (\delta/L) \quad (16)$$

Onde: R_{ss} - raio de curva em regime permanente;

δ - ângulo de esterçamento nas rodas dianteiras (esterçantes);

L - distância entre eixos do veículo rebocante;

V - velocidade linear do centro de gravidade do veículo rebocante;

K - margem estática.

Aqui a margem estática (K) é achada:

$$K = (1/g \cdot L) \cdot [(F_{zf}/C_{\alpha f}) - (F_{zr}/C_{\alpha r})] \quad (17)$$

Onde: F_{zf} , F_{zr} - carga vertical no eixo dianteiro e traseiro do veículo rebocante, respectivamente, devida à carga da unidade rebocada;

$C_{\alpha f}$, $C_{\alpha r}$ - rigidez lateral dos pneus dianteiros e traseiros do veículo rebocante, respectivamente, devida à carga da unidade rebocada;

g - aceleração da gravidade;

L - distância entre eixos do veículo rebocante.

Do anterior pode-se observar que o valor da margem estática para um veículo articulado simples não é explicitamente dependente de alguma característica do

semi-reboque. As qualidades de subesterçamento ou sobreesterçamento são funções implícitas de todas as variáveis que afetam a distribuição da carga no semi-reboque.

Por outro lado evidencia-se que as relações entre a carga vertical e o coeficiente de rigidez lateral em cada eixo ($F_{zn}/C_{\alpha n}$) são altamente dependentes da força vertical que atua no mecanismo de conexão entre as unidades veiculares (quinta roda).

Segundo JINDRA (1965, 1966) o veículo articulado pode apresentar um comportamento de sobreesterçamento ("oversteering") ou subesterçamento ("understeering") pelo fato de o sinal da margem estática mudar simplesmente devido à variação da carga e da distribuição da mesma dentro dos limites de operação normais do veículo. Por tanto, a qualidade de "understeering" ou "oversteering" do veículo é uma função implícita de todas as variáveis que afetam a distribuição de carga do reboque.

Portanto, apesar de que para o automóvel convencional o conceito de "Margem Estática" é amplamente usado como qualidade de "handling", onde o único modo de instabilidade é a divergência aperiódica correspondente à velocidade supercrítica da condição de sobreesterçamento ("oversteering"), no caso de um veículo articulado simples, que tem um grau de liberdade adicional, a instabilidade aperiódica de "oversteering" é um dos dois modos possíveis de instabilidade, mas não é o modo prevalecente segundo HALES (1967).

Portanto, pode-se concluir aqui que a existência de uma relação não única entre margem estática e estabilidade dinâmica para o caso dos veículos articulados determina a impossibilidade de caracterizar a qualidade total de "handling" deste tipo de veículo, em algum grau de generalidade, em termos de índice de desempenho em regime permanente.

3. MÉTODO DA PESQUISA

3.1 Introdução.

Os estudos da dinâmica veicular são realizados usualmente através de dois métodos fundamentais: o empírico e o analítico. A abordagem empírica está baseada na experiência acumulada com relação aos fatores e condições que influenciam o desempenho do veículo. Contudo, nem sempre é uma aproximação eficaz para a melhor solução dos problemas, pois, não inclui o entendimento de como as mudanças nas características e propriedades do veículo afetam o seu desempenho e nem sempre experiências passadas, relacionadas com determinadas condições, tem sucesso quando aplicadas às condições novas. Por este motivo a abordagem analítica é a preferida pelos pesquisadores e engenheiros. Através dela é estabelecido um modelo matemático que descreve o mecanismo ou fenômeno de interesse baseado em leis físicas adequadas e em hipóteses simplificadoras. Estes modelos podem ser representados por equações algébricas ou diferenciais que relatam forças e/ou momentos de interesse para o estudo a desenvolver. A própria existência do modelo fornece um meio para identificar os fatores importantes, o modo no qual eles operam e sob quais condições. A capacidade preditiva que o modelo fornece é possivelmente sua maior vantagem, possibilitando a identificação das mudanças necessárias para alcançar um determinado desempenho ou evitar um comportamento dinâmico indesejável ou perigoso.

As principais dificuldades dos modelos analíticos estavam relacionadas com as limitações matemáticas na solução de problemas e o grande número de variáveis envolvidas que os tornavam virtualmente impossíveis e inúteis antigamente, segundo GILLESPIE (1992). Estas limitações foram vencidas com o desenvolvimento

computacional, sendo factível hoje a montagem de modelos analíticos para o estudo de sistemas complexos e a simulação computacional deles com menores custos, maior rapidez e maior precisão.

Para a modelagem matemática de um veículo podemos aplicar a mecânica clássica para obter equações que regem o movimento do mesmo. Aqui a dinâmica de veículos pode ser tratada baseando-se em teorias lineares ou não lineares. As aproximações para a simulação da dinâmica de veículos podem realizar-se usando modelos matemáticos simples que são usualmente montados manualmente e permitem a realização de investigações preliminares, ou através de modelos matemáticos muito mais complexos que consideram o veículo como um sistema completo, onde interagem todos os sistemas e subsistemas e precisam de alta automatização. Em qualquer caso a simplicidade do modelo deverá ser procurada, chegando-se só até o nível de complexidade necessário e suficiente para uma dada aplicação, segundo ALLEN & ROSENTHAL (1994). Os modelos matemáticos deverão ser tão simples quanto seja possível, sempre que proporcionem respostas satisfatórias aos problemas em estudo, afirmam KURTZ & ANDERSON (1977).

3.2 Modelo Matemático.

3.2.1. Introdução.

Para estudos do desempenho dos veículos articulados pesados rodoviários a chave para uma simulação bem sucedida do comportamento deles é o modelo matemático, que inclui os elementos variáveis do veículo com suficiente flexibilidade, como para tornar possíveis as situações a serem testadas, segundo NALECZ & GENIN (1984). Vários modelos matemáticos foram desenvolvidos pelos pesquisadores para o estudo da estabilidade dos veículos articulados, como é evidente a partir da revisão dos trabalhos publicados sobre o tema apresentada na seção 2.1 deste trabalho. Dentro destes modelos destacam-se os propostos por vários autores na década dos anos 60 e chamados aqui de trabalhos clássicos, por ter dado a base teórica necessária para estudos deste tipo. Dentro deles, dois modelos

apresentaram-se como os mais adequados para o estudo simplificado da estabilidade direcional de um veículo combinado tipo cavalo semi-reboque: o modelo de JINDRA (1963) e o de HALES (1965). O primeiro considera o veículo movimentando-se a velocidade constante (sem aceleração). O segundo considera a ação de esforços de desaceleração. Os dois modelos permitem prever a resposta transitória do veículo perante uma perturbação externa, dando informação sobre o modo dessa resposta e o potencial de retorno do veículo à condição inicial.

Os modelos tem três graus de liberdade : escorregamento lateral do cavalo, guinada do cavalo e ângulo de guinada do semi-reboque, o que se considera adequado e suficiente para a consecução dos objetivos da pesquisa segundo o estudo de LUND & BERNARD (1992).

Os modelos foram adaptados e modificados de acordo com as características dos veículos em estudo e as influências e efeitos a serem analisados. Aqui adotaram-se várias simplificações e hipóteses que serão descritas a seguir.

3.2.2 Simplificações e hipóteses adotadas.

Varias simplificações e hipóteses são adotadas para viabilizar a análise da estabilidade direcional do movimento do veículo articulado:

O veículo é considerado como um corpo rígido com a massa constante e concentrada no seu centro de gravidade.

É aceita a hipótese das pequenas perturbações que permite a linearização das equações para o estudo da resposta transitória, depois de acontecer a perturbação externa.

O sistema de esterçamento é restringido a uma posição fixa, não sendo consideradas as perturbações ocasionadas por ações de controle por parte do motorista.

Os movimentos de "roll" do cavalo e do semi-reboque são omitidos para evitar o aumento dos graus de liberdade e da complexidade do modelo. Segundo ELLIS (1964), para movimentos de "roll" pequenos, a transferência de carga devido a este movimento pode ser desprezada e o veículo pode ser tratado então como

completamente “non-rolling”. Isto também é possível pela condição de análise quase-estática assumida para este estudo. Assim, a suspensão é considerada rígida tendo a sua massa concentrada no centro de gravidade do veículo.

Não são considerados os efeitos da força de resistência ao movimento, os efeitos giroscópicos das partes em rotação, e o efeito da inclinação da pista. O efeito da força aerodinâmica é considerado só indiretamente através da inclusão desta força como uma das possíveis causas de perturbação externa.

A força do peso do veículo (normal), a força centrífuga, e a força de inércia são consideradas aplicadas no centro de gravidade do veículo.

As forças nos pneus estão concentradas em um ponto dentro da região de contato entre o pneumático e o pavimento e representam a resultante das forças nas rodas de cada eixo do veículo.

As forças na quinta roda são consideradas concentradas em um ponto da mesma, tendo componentes vertical, lateral e longitudinal. Aqui é assumida a ausência de atrito na quinta roda.

Para o semi-reboque adota-se a existência de apenas uma força normal, uma força lateral e uma força longitudinal para todos os seus eixos. Estas forças estarão concentradas no ponto de contato entre pneumáticos e pavimento, o que é aceitável quando a distância entre eixos é de menos de dois metros. Para o caso do semi-reboque de três eixos os pontos de aplicação dessas forças podem ser considerados os pontos de contato dos pneumáticos das rodas do eixo intermediário com o pavimento; para o semi-reboque de dois eixos serão os pontos intermediários entre os pontos de contato dos pneumáticos dos dois eixos com o pavimento. A validade desta hipótese foi comprovada por PERSEGUIM (1994).

O raio dinâmico das rodas é considerado constante. Assume-se também a não existência de “camber” ou convergência (“toe-in”) nas rodas.

O movimento do veículo é assumido na condição inicial de movimento curvilíneo ou retilíneo em regime permanente. Para o movimento curvilíneo adota-se o modelo de esterçamento Ackerman para as rodas do eixo dianteiro

Algumas das hipóteses e simplificações anteriores foram aplicadas por GILLESPIE (1992) e CANALE (1991).

A adoção destas simplificações e hipóteses estão relacionadas com as dificuldades reais existentes para a consideração analítica dos movimentos de resposta transitórios resultantes do efeito de uma perturbação externa, sobretudo os laterais, e tendo em conta que os estudos de “handling” constituem uma das áreas mais complexas da dinâmica veicular.

3.2.3 Características do modelo matemático do veículo.

No modelo o veículo é tratado como um sistema dinâmico linear com três graus de liberdade: escorregamento lateral do cavalo, guinada do cavalo e ângulo de guinada do semi-reboque. É adotado um sistema de coordenadas com origem no c.g. de cada unidade veicular.

As equações do movimento das unidades veiculares, nas direções correspondentes a estes graus de liberdade, são escritas, no caso do cavalo, como a soma das forças laterais e os momentos de guinada ao redor do centro de massa (c.g.) dessa unidade veicular, e no caso do semi-reboque através do balanço de forças e momentos que deve existir durante a realização de uma curva em regime permanente (ver Figura 94 no Anexo). As equações do movimento para o cavalo e o semi-reboque são mostradas nas eq. (19) e (20) a seguir.

$$\begin{aligned} M_1 (\dot{v} + V \cdot r_1) &= F_y f_1 + F_{y r_1} + R d 5_{2Y} \\ I_{z z_1} \cdot r_1 &= L f_1 \cdot F_y f_1 - L r_1 \cdot F_{y r_1} - L r_{15} \cdot R d 5_{1Y} \end{aligned} \quad (19)^1$$

$$\begin{aligned} 0 &= R d 5_{1X} - F_{y r_2} \cdot \psi \\ M_2 [\dot{v} + V \cdot r_1 - (L r_{15} + L f_2) r_1' - L f_2 \cdot \psi''] &= F_{y r_2} - R d 5_{1Y} \\ I_{z z_2} (r_1' + \psi'') &= -L f_2 \cdot R d 5_{1Y} - L f_2 \cdot R d 5_{1X} \cdot \psi - L r_2 \cdot F_{y r_2} \end{aligned} \quad (20)$$

Nas equações anteriores têm-se três coordenadas desconhecidas: para o cavalo a velocidade instantânea de escorregamento lateral (v) e a velocidade de guinada (r_1); para o semi-reboque o deslocamento angular (ψ) em relação ao cavalo.

¹ Quando aparecem várias equações com uma só identificação significa que temos um sistema de equações.

Também têm-se duas reações na quinta roda ($Rd5_{1Y}=Rd5_{2Y}$, $Rd5_{1X}=Rd5_{2X}$) que são desconhecidas. Em resumo temos cinco equações do movimento do veículo combinado.

Se as duas equações de momentos do cavalo são usadas, podemos eliminar as forças na quinta roda. Assim, um conjunto de três equações de movimento serão obtidas para o movimento lateral da combinação cavalo semi-reboque como mostrado na eq.(21) abaixo.

$$\begin{aligned}
 (M_1 + M_2) (\dot{v} + V \cdot r_1) - M_2 (L_{r15} + L_{f2}) r_1' - M_2 \cdot L_{f2} \cdot \psi'' &= F_{yf1} + F_{yr1} + F_{yr2} \\
 M_1 \cdot L_{r15} (\dot{v} + V \cdot r_1) + I_{zz2} \cdot r_1' &= (L_{f1} + L_{r15}) F_{yf1} - (L_{r1} - L_{r15}) F_{yr1} \\
 - M_2 \cdot L_{f2} (\dot{v} + V \cdot r_1) + [I_{zz2} + M_2 \cdot L_{f2} (L_{r15} + L_{f2})] r_1' &+ [I_{zz2} + M_2 (L_{f2})^2] \psi'' = \\
 - (L_{f2} + L_{r2}) F_{yr2} & \quad (21)
 \end{aligned}$$

Para resolver este sistema de equações é necessário ter uma correlação explícita que descreva as forças nos pneus. Para isto é necessário primeiro calcular a carga vertical (peso dinâmico) em cada roda, o que dependerá das condições do movimento como será explicado mais tarde.

Combinando as expressões para as forças nos pneus e os correspondentes ângulos de escorregamento e introduzindo elas dentro das equações do movimento do veículo, as equações que regem o movimento são o sistema de equações mostrado na eq.(22).

$$\begin{aligned}
 (M_1 + M_2) \dot{v} + (C\alpha_1 + C\alpha_s)(v/V) - M_2 (L_{f2} + L_{r15}) r_1' &+ [(M_1 + M_2)V^2 + \\
 C\alpha_1^* - (L_{f2} + L_{r2} + L_{r15}) C\alpha_s](r_1/V) - M_2 \cdot L_{f2} \cdot \psi'' &- (L_{f2} + L_{r2}) C\alpha_s (\psi'/V) \\
 - C\alpha_s \cdot \psi &= C\alpha_f \cdot \delta \\
 M_1 \cdot L_{r15} \cdot \dot{v} + (C\alpha_2 + L_{r15} \cdot C\alpha_1)v/V + I_{zz1} \cdot r_1' &+ [M_1 \cdot L_{r15} \cdot V^2 + C\alpha_1^{**} + \\
 L_{r15} \cdot C\alpha_1^*](r_1/V) &= (L_{f1} + L_{r15}) C\alpha_f \cdot \delta \\
 - M_2 \cdot L_{f2} \cdot \dot{v} - (L_{f2} + L_{r2}) C\alpha_s (v/V) &+ [I_{zz2} + M_2 \cdot L_{f2} (L_{f2} + L_{r2})] \cdot r_1' + \\
 [- M_2 \cdot L_{f2} \cdot V^2 + (L_{f2} + L_{r2}) (L_{f2} + L_{r2} + L_{r15}) C\alpha_s](r_1/V) &+ [I_{zz2} + M_2 \cdot (L_{f2})^2] \cdot \\
 \psi'' + (L_{f2} + L_{r2})^2 \cdot C\alpha_s (\psi'/V) &+ (L_{f2} + L_{r2}) C\alpha_s \cdot \psi = 0 \quad (22)
 \end{aligned}$$

Onde:

$$C\alpha_1 = C\alpha_f + C\alpha_r \quad (23)$$

$$C\alpha_1^* = Lf_1 \cdot C\alpha_f - Lr_1 \cdot C\alpha_r \quad (24)$$

$$C\alpha_1^{**} = (Lf_1)^2 \cdot C\alpha_f + (Lr_1)^2 \cdot C\alpha_r \quad (25)$$

$$C\alpha_f = C\alpha_{f1} + C\alpha_{f2} \quad (26)$$

$$C\alpha_r = C\alpha_{r1} + C\alpha_{r2} \quad (27)$$

$$C\alpha_s = C\alpha_{s1} + C\alpha_{s2} \quad (28)$$

$$C\alpha_{r1} = \sum (C\alpha_{r1i}); \quad (29)$$

onde $i = 1; 2$ para o CV real e $i = 1; \dots, 4$ para o CV modificado

$$C\alpha_{r2} = \sum (C\alpha_{r2i}); \quad (30)$$

onde $i = 1; 2$ para o CV real e $i = 1; \dots, 4$ para o CV modificado

$$C\alpha_{s1} = \sum (C\alpha_{s1i}); \quad (31)$$

onde $i = 1; \dots, 6$ para o SR real e $i = 1; \dots, 4$ para o SR modificado

$$C\alpha_{s2} = \sum (C\alpha_{s2i}); \quad (32)$$

onde $i = 1; \dots, 6$ para o SR real e $i = 1; \dots, 4$ para o SR modificado

A consideração analítica da estabilidade direcional da combinação veicular inclui a obtenção da solução transitória (homogênea) das equações do movimento. Assim a partir da eq.(22), as equações que expressam a natureza dos movimentos transitórios da combinação veicular são um sistema de equações diferenciais lineares homogêneas apresentado na eq.(33). A solução para este sistema de equações diferenciais lineares com coeficientes constantes consiste em assumir uma solução da forma mostrada na eq.(34).

$$\begin{aligned} & (M_1 + M_2) \dot{v} + (C\alpha_1 + C\alpha_s)(v/V) - M_2 (Lf_2 + Lr_{15}) r_1' + [(M_1 + M_2)V^2 + \\ & C\alpha_1^* - (Lf_2 + Lr_2 + Lr_{15}) C\alpha_s](r_1/V) - M_2 \cdot Lf_2 \cdot \psi'' - (Lf_2 + Lr_2) C\alpha_s (\psi'/V) \\ & - C\alpha_s \cdot \psi = 0 \\ & M_1 \cdot Lr_{15} \cdot \dot{v} + (C\alpha_2 + Lr_{15} \cdot C\alpha_1)v/V + Izz_1 \cdot r_1' + [M_1 \cdot Lr_{15} \cdot V^2 + C\alpha_1^{**} + \\ & Lr_{15} \cdot C\alpha_1^*](r_1/V) = 0 \\ & - M_2 \cdot Lf_2 \cdot \dot{v} - (Lf_2 + Lr_2) C\alpha_s (v/V) + [Izz_2 + M_2 \cdot Lf_2 (Lf_2 + Lr_2)] \cdot r_1' + \\ & [- M_2 \cdot Lf_2 \cdot V^2 + (Lf_2 + Lr_2) (Lf_2 + Lr_2 + Lr_{15}) C\alpha_s](r_1/V) + [Izz_2 + M_2 \cdot (Lf_2)^2] \cdot \\ & \psi'' + (Lf_2 + Lr_2)^2 \cdot C\alpha_s (\psi'/V) + (Lf_2 + Lr_2) C\alpha_s \cdot \psi = 0 \end{aligned} \quad (33)$$

$$v = C \cdot e^{\lambda t}; \quad \omega = \Omega \cdot e^{\lambda t}; \quad \phi = \Phi \cdot e^{\lambda t}; \quad (34)$$

onde: C, Ω , Φ - amplitudes que podem ser reais ou complexas; e - base do logaritmo natural; λ - qualidade real ou complexa a ser determinada; t - variável do tempo.

Substituindo o sistema de equações da eq.(34) no sistema de equações da eq.(33) e logo de algumas manipulações obtemos um conjunto de três equações lineares homogêneas e algébricas. Este conjunto de equações tem uma solução diferente da solução trivial (igual a zero) apenas se o determinante de seus coeficientes é igual a zero (ver eq. 35).

$$\begin{array}{rcl}
 (M_1 + M_2) \lambda + & - M_2 (L_{f_2} + L_{r_{15}}) \lambda & - M_2 \cdot L_{f_2} \cdot \lambda^2 \\
 (C\alpha_1 + C\alpha_s) 1/V & + (M_1 + M_2)V \cdot C\alpha_1^* & - (L_{f_2} + L_{r_2}) C\alpha_s (\lambda/V) \\
 & - (L_{f_2} + L_{r_2} + L_{r_{15}}) \cdot & - C\alpha_s \\
 & C\alpha_s](1/V) & \\
 \\
 M_1 \cdot L_{r_{15}} \cdot \lambda + (C\alpha_2 & I_{zz_1} \cdot \lambda + M_1 \cdot L_{r_{15}} \cdot V & \\
 + L_{r_{15}} \cdot C\alpha_1)1/V & + C\alpha_1^{**} + L_{r_{15}} \cdot C\alpha_1^* & 0 \\
 & (1/V) & \\
 \\
 - M_2 \cdot L_{f_2} \cdot \lambda & [I_{zz_2} + M_2 \cdot L_{f_2} (L_{f_2} + & [I_{zz_2} + M_2 \cdot (L_{f_2})^2] \lambda^2 \\
 - (L_{f_2} + L_{r_2}) C\alpha_s/V & L_{r_2}] \cdot \lambda - M_2 \cdot L_{f_2} \cdot V + & (L_{f_2} + L_{r_2})^2 \cdot C\alpha_s (\lambda/V) \\
 & (L_{f_2} + L_{r_2}) (L_{f_2} + L_{r_2} + & + (L_{f_2} + L_{r_2}) C\alpha_s \\
 L_{r_{15}}) C\alpha_s/V & & \\
 & & (35)
 \end{array}$$

Expandindo este determinante e agrupando as potências de (λ) é obtida a equação característica na forma de um polinômio de ordem quatro ("quartic") como pode ver-se na eq.(36) a seguir:

$$K_4(V\lambda)^4 + K_3(V\lambda)^3 + K_2(V\lambda)^2 + K_1(V\lambda) + K_0 = 0 \quad (36)$$

Os coeficientes do polinômio característico de ordem quatro (K_4, K_3, K_2, K_1, K_0), da equação anterior, podem ser calculados pelas eq.(37), (38), (39), (40) e (41) abaixo.

$$K_4 = M_1 \cdot I_{zz1} \cdot I^* + M_2 \cdot I_{zz2} \cdot I_{zz1}^* \quad (37)$$

$$K_3 = I^* \cdot \eta + I_{zz1}^* \cdot I^{**} \cdot C\alpha_s + M_2 \cdot I_{zz2} \cdot \varepsilon^* + M_1 \cdot I_{zz1} (L_{f2} + L_{r2})^2 \cdot C\alpha_s \quad (38)$$

$$K_2 = I^* \cdot \upsilon + I^{**} \cdot \varepsilon^* \cdot C\alpha_s + \eta (L_{f2} + L_{r2})^2 \cdot C\alpha_s + [M_1 \cdot I_{zz1} (L_{f2} + L_{r2}) \cdot C\alpha_s - M_1 \cdot I^* \cdot C\alpha_1^* - M_2 \cdot I_{zz2} \cdot \varepsilon] V^2 \quad (39)$$

$$K_1 = \upsilon (L_{f2} + L_{r2})^2 \cdot C\alpha_s + [(L_{f2} + L_{r2}) \eta + M_2 \cdot L_{r2} \cdot \varepsilon^* - I^{**} \cdot \varepsilon - M_1 (L_{f2} + L_{r2})^2 \cdot C\alpha_1^*] C\alpha_s \cdot V^2 \quad (40)$$

$$K_0 = \upsilon (L_{f2} + L_{r2}) C\alpha_s \cdot V^2 - [M_2 \cdot L_{r2} \cdot \varepsilon + M_1 \cdot (L_{f2} + L_{r2}) \cdot C\alpha_1^*] C\alpha_s \cdot V^4 \quad (41)$$

onde:

$$I_{zz1}^* = I_{zz1} \cdot M_1 \cdot (L_{r1})^2 \quad (42)$$

$$I_{zz2}^* = I_{zz2} + M_2 \cdot (L_{f2})^2 \quad (43)$$

$$I_{zz2}^{**} = I_{zz2} + M_2 \cdot (L_{r2})^2 \quad (44)$$

$$\varepsilon = C\alpha_1^* + L_{f2} \cdot C\alpha_1 = (L_{f1} + L_{f2}) C\alpha_s - (L_{r1} - L_{f2}) C\alpha_r \quad (45)$$

$$\varepsilon^* = C\alpha_1^{**} + 2L_{f2} \cdot C\alpha_1^* + (L_{f2}) C\alpha_1 = (L_{f1} + L_{f2})^2 C\alpha_f + (L_{r1} - L_{f2})^2 C\alpha_r \quad (46)$$

$$\eta = M_1 \cdot C\alpha_1^{**} + I_{zz1} \cdot C\alpha_1 = (I_{zz1} + M_1 (L_{f1})^2) C\alpha_f + (L_{r1} + M_1 (L_{r1})^2) C\alpha_r \quad (47)$$

$$\upsilon = C\alpha_1^{**} \cdot C\alpha_1 - (C\alpha_1^*)^2 = (L_{f1} + L_{r1})^2 C\alpha_f \cdot C\alpha_r \quad (48)$$

Desde que todos os coeficientes acima sejam números reais, será possível achar as raízes (λ) da equação característica, que para este caso serão quatro valores que determinam a natureza da solução final e darão toda a informação sobre o comportamento do veículo combinado após cessar a perturbação externa.

As raízes (λ) podem ser números reais e/ou pares complexos conjugados. Cada uma destas raízes da origem a um movimento de forma constante $e^{\lambda t}$ em termos da solução (eq.(34)). Assim, se λ é um número real o movimento correspondente será aperiódico, convergente se λ é negativo, divergente se λ é positivo. Se alguma das formas de λ é um par complexo, o movimento será oscilatório, amortecido se a parte real de λ é negativa, não amortecido se a parte real de λ é positiva. Portanto, a condição para considerar o veículo dinamicamente

estável será aquela quando as raízes reais sejam negativas e quando o par complexo tenha a parte real negativa. Uma raiz real positiva vai significar uma resposta do veículo exponencialmente divergente ante uma determinada perturbação; uma raiz complexa com parte real positiva significará uma resposta oscilatória não amortecida.

Assim, o estudo do caracter do movimento de resposta do veículo, com sistema de esterçamento fixo, depois de uma perturbação, é uma pesquisa das raízes da equação característica do sistema. Esta pesquisa pode ser feita pelo critério de estabilidade de Routh-Hurwitz anteriormente mencionado no epígrafe 2.3.4, mas este critério só distingue entre estabilidade e instabilidade e não diz nada respeito a estabilidade relativa. Por isto é desejável o cálculo por procedimento numéricos dos valores aproximados das raízes, o que dá a mais completa informação sobre a estabilidade do sistema.

Aqui deve ser levado em consideração o fato de que cada raiz representa um modo de oscilação na solução, e a resposta do sistema e a soma das respostas atribuídas a cada modo específico através do principio de superposição linear.

Como em quase todos os casos duas raízes da equação característica de ordem quatro combinam em um par complexo onde a parte real representa o fator de amortecimento associado com a diminuição da amplitude e a parte imaginária representa a frequência amortecida da oscilação, então é essencial para que o sistema seja suficientemente estável somente que, logo após a perturbação transitória, ele volte à condição inicial anterior à perturbação o mais rápido possível. Isto pode ser avaliado através dos valores das taxas de amortecimento (ζ) (como já foi visto anteriormente no epígrafe 2.3.3) que definem o envelope exponencial para um particular modo de oscilação. Aqui as taxas de amortecimento são definidas pela posição que ocupem as raízes no plano complexo, sendo seu valor igual ao coseno do ângulo formado pela reta que une a origem do sistema de coordenadas ao ponto em que esta situada a raiz, e o eixo dos valores das raízes reais. O valor do coseno deste ângulo é igual ao resultado obtido pela eq.(15) no epígrafe 2.3.3.

Tendo em consideração as taxas de amortecimento (ζ) como medida da margem de estabilidade do veículo, a análise pode ser feita da seguinte maneira : Para valores de $\zeta=1$ a resposta do veículo ante uma perturbação externa será

convergente com relação a sua condição de movimento inicial (amortecimento crítico); para $\zeta=0$ o veículo não retornará a sua condição inicial (resposta senoidal não amortecida), o que é uma condição indesejável; para ζ negativo a resposta será divergente e o veículo torna-se instável o que é uma condição totalmente indesejável. Para taxas de amortecimento positivas podem ser feitas as seguintes considerações: Para valores no intervalo $0 \leq \zeta < 0,3$ a taxa é considerada baixa e os movimentos de resposta do veículo são prolongados no tempo e totalmente perceptíveis pelo motorista, podendo surgir implicações com a segurança segundo afirmam KLEIN & SZOSTAZ (1979). No intervalo $0,3 \leq \zeta < 0,49$ os movimentos de resposta podem não ser perceptíveis pelo motorista mas a direção do veículo exige a sua maior atenção porque o tempo de resposta ainda é considerável. Os valores mais desejáveis da taxa de amortecimento ficam definidos no intervalo $0,5 \leq \zeta \leq 0,8$ onde é observado o menor tempo de resposta ante uma perturbação. Finalmente os valores no intervalo $0,81 \leq \zeta \leq 1$, significam uma taxa de amortecimento alta, mas exibem um tempo de resposta maior que os do intervalo $0,5 \leq \zeta \leq 0,8$, pelo qual são menos desejáveis.

O estudo da resposta do veículo durante a realização de uma curva em regime permanente para avaliar a estabilidade estática e a característica de controle do veículo combinado poderá ser realizado através das equações de movimento do veículo em condição de giro em regime permanente (eq.(49)) e através das expressões para achar o ângulo de esterçamento (δ), o ângulo de guinada entre o cavalo e o semi-reboque (ψ), e o ângulo de escorregamento necessário para o equilíbrio do veículo na curva (β) (eq. (50), (51) e (52)). Em este último sistema de equações mostra-se como os parâmetros anteriores dependem da velocidade de avanço do veículo, da distribuição da carga sobre os pneus, e do coeficiente de rigidez lateral em cada pneu.

$$(C_{af} + C_{ar} + C_{as}) \beta + (M_1 + M_2) V^2/R + [L_{f1} \cdot C_{af} - L_{r1} \cdot C_{ar} - (L_{f2} + L_{r2} + L_{r15}) C_{as}] 1/R - C_{as} \cdot \psi = C_{af} \cdot \delta$$

$$[L_{f1} \cdot C_{af} - L_{r1} \cdot C_{ar} + L_{r15} (C_{af} + C_{ar})] \beta + M_1 \cdot L_{r15} \cdot (V^2/R) + [(L_{f1})^2 \cdot C_{af} + (L_{r1})^2 \cdot C_{ar} + L_{r15} (L_{f1} \cdot C_{af} - L_{r1} \cdot C_{ar})] 1/R = (L_{f1} + L_{r15}) C_{af} \cdot \delta$$

$$(L_{f_2} + L_{r_2}) C_{\alpha s} \cdot \beta + M_1 \cdot L_{f_2} \cdot (V^2/R) - (L_{f_2} + L_{r_2})(L_{f_2} + L_{r_2} + L_{r_{15}}) C_{\alpha s} \cdot (1/R) - (L_{f_2} + L_{r_2}) C_{\alpha s} \cdot \psi = 0 \quad (49)$$

$$\delta = (L_{f_1} + L_{r_1})/R + [(F_{zf}/C_{\alpha f}) - (F_{zr}/C_{\alpha r})] \cdot (V^2/gR) \quad (50)$$

$$\psi = - (L_{f_2} + L_{r_2} + L_{r_{15}} - L_{r_1})/R + [(F_{zf}/C_{\alpha f}) - (F_{zr}/C_{\alpha r})] \cdot (V^2/gR) \quad (51)$$

$$\beta = L_{r_1}/R - (F_{zr}/C_{\alpha r}) \cdot (V^2/gR) \quad (52)$$

3.2.4 Características do modelo do pneumático.

Para determinar o desempenho na estabilidade direcional do veículo, um dos fatores mais importantes é o desempenho dos pneumáticos. Durante a realização de uma curva, a força lateral no pneumático (F_y), sendo entendida como a força que atua da pista sobre o pneu, perpendicular ao seu plano central, e dentro da área de contato pneumático pavimento, pode ser achada pela eq.(53). Fica evidente que a força lateral no pneumático é diretamente proporcional ao valor do coeficiente de rigidez lateral do pneumático e ao valor do ângulo de escorregamento do pneumático.

$$F_y \alpha = C_{\alpha f} \cdot \alpha; \quad F_y \alpha \leq \mu \cdot F_z \quad (53)$$

O coeficiente de rigidez lateral do pneumático (C_{α}), sendo grandemente influenciado pela condição do carregamento vertical (F_z), por parâmetros da configuração do pneu como o diâmetro (D_t) e a largura máxima da banda de rodagem do pneu não defletido (w_t), e também pela pressão do ar no interior do pneu (p_i), pode ser achado pelas equações semi-empíricas desenvolvidas por Smiley e Horne (ver Golang et al. 1961) e modificadas por Jindra (1963). Esta modelagem do pneumático é não linear e foi escolhida pela sua simplicidade e tendo em consideração que o trabalho tem um caráter mais qualitativo que quantitativo. Apesar de que esta modelagem só é válida para alguns tipos de pneus, ela pode ser utilizada para ambos os veículos em estudo com fins de comparação e de indicação de tendências.

Nas eq.(54), (55) e (56) é mostrado como calcular o coeficiente de rigidez lateral do pneu ($C\alpha$). Aqui a relação entre a carga vertical e a deflexão do pneu é considerada aproximadamente linear e a relação para a deflexão relativa do pneumático é achada através do ajuste da curva da inter-relação entre carga vertical e deflexão do pneu. A partir disto é que o coeficiente de rigidez lateral do pneu pode ser calculado como função da deflexão relativa do pneumático. Todas as relações anteriores são produtos da aquisição empírica de dados. É importante notar aqui que durante a realização de uma curva o coeficiente de rigidez lateral vai depender também da aceleração centrípeta através da relação (V^2/gR) que entra dentro do termo da carga vertical sobre o pneumático na eq.(56) (ver eq.(77), (78) e (79)).

$$C\alpha = 60 \cdot p_i \cdot w_t^2 [1,7(\Delta/D_t) - 12,7(\Delta/D_t)^2]; \quad \text{para } (\Delta/D_t) \leq 0,088 \quad (54)$$

$$C\alpha = 60 \cdot p_i \cdot w_t^2 [0,095 - 0,49(\Delta/D_t)]; \quad \text{para } (\Delta/D_t) \geq 0,088 \quad (55)$$

onde:

$$\Delta/D_t = 0,42 (D_t/w_t)^{1/2} \cdot [Fz/(p_i \cdot D_t^2)] \quad (56)$$

Para calcular o ângulo de escorregamento do pneumático é aqui necessário escrever o ângulo de escorregamento instantâneo de cada pneu em termos das variáveis do movimento do veículo e dos deslocamentos angulares usados, sobre a base de considerações cinemáticas, para propósitos de direcionamento. A análise é limitada a movimentos laterais pequenos pelo qual a velocidade de avanço de cada roda pode ser aproximada à velocidade de avanço do veículo. O ângulo de velocidade-escorregamento de cada roda do cavalo é a velocidade de escorregamento lateral dividida pela velocidade de avanço (ver Figura 97 no Anexo). Da geometria do sistema obtém-se as relações para o cálculo dos ângulos de posicionamento (“attitude”) das rodas dianteiras (φ_f) e traseiras (φ_r) e que são mostradas nas eq.(57) e (58). Do mesmo modo o ângulo de posicionamento das rodas do semi-reboque (φ_s) é a taxa da velocidade lateral em relação à velocidade de avanço menos a posição do semi-reboque (eq.(59)). Como o ângulo de esterçamento das rodas dianteiras (δ) é positivo segundo mostrado na Figura 97, os ângulo de escorregamento são achados então pelas eq.(60), (61) e (62). Assim, finalmente, têm-se toda a informação necessária para calcular as forças laterais nas rodas do veículo.

$$\varphi_f = (v + Lf_1 \cdot r)/V \quad (57)$$

$$\varphi_r = (v - Lr_1 \cdot r)/V \quad (58)$$

$$\varphi_s = \{[v - (Lr_{15} + Lf_2 + Lr_2) r - (Lf_2 + Lr_2) \psi'] / V\} - \psi \quad (59)$$

$$\alpha_f = \delta - \varphi_f = \delta - (v/V) - Lf_1(r/V) \quad (60)$$

$$\alpha_r = -\varphi_r = - (v/V + Lr_1 \cdot (r/V)) \quad (61)$$

$$\alpha_s = -\varphi_s = - v/V + (Lr_{15} + Lf_2 + Lr_2) r/V + (Lf_2 + Lr_2) \psi'/V + \psi \quad (62)$$

3.2.5 Movimentos curvilíneos.

A metodologia a aplicar para o estudo da estabilidade durante movimentos curvilíneos consiste na aplicação do modelo antes explicado para o veículo considerado em regime permanente movimentando-se em uma trajetória de raio de curva fixo e a uma dada velocidade. Aqui a abordagem dos efeitos é quase estática, o que para regime permanente é considerado aceitável segundo LUND & BERNAND (1992).

Uma vez definidas as equações de movimento do veículo e calculadas as cargas estáticas sobre cada eixo a partir da condição de equilíbrio para o cavalo e o semi-reboque, será necessário aqui o cálculo da carga dinâmica (transferência de peso vertical estático) sobre os pneus durante a realização da curva devido a ação da força centrífuga.

Assim, da condição de equilíbrio do cavalo e do semi-reboque (ver Figura 95 no Anexo) são obtidas as eq.(63), (64), (65) e (66), o que é novamente resolvido em componentes que atuam verticalmente nos eixos do cavalo como componentes da combinação e obtém-se então as eq.(67) e (68). A carga estática (peso estático) sobre cada eixo do cavalo é calculada pelas eq.(69) e (70).

$$Fzf^* = Lr_1/(Lf_1 + Lr_1) W_1 \quad (63)$$

$$Fzr^* = Lf_1/(Lr_1 + Lf_1) W_1 \quad (64)$$

$$Fzs = Lf_2/(Lf_2 + Lr_2) \quad (65)$$

$$Rd5_{2z} = Lr_2/(Lf_2 + Lr_2) \quad (66)$$

$$F_{zf}^{**} = (L_{r1} - L_{r15}) / (L_{f1} + L_{r1}) \cdot L_{r2} / (L_{f2} + L_{r2}) \cdot W_2 \quad (67)$$

$$F_{zr}^{**} = (L_{f1} + L_{r15}) / (L_{f1} + L_{r1}) \cdot L_{r2} / (L_{f2} + L_{r2}) \cdot W_2 \quad (68)$$

$$F_{zf} = F_{zf}^* + F_{zf}^{**} \quad (69)$$

$$F_{zr} = F_{zr}^* + F_{zr}^{**} \quad (70)$$

A transferência de carga vertical estática entre os pneus de um mesmo eixo devido à ação da força centrífuga, será achada através do cálculo da parcela da carga de cada eixo (ΔF_{zf} , ΔF_{zr} , ΔF_{zs}) (eq.(77), (78) e (79)) que será adicionada às componentes estáticas dos pneus do lado externo da curva. Essa mesma parcela será subtraída às componentes estáticas do lado interno da curva, em dependência do momento de inclinação da força centrífuga. Como resultado podemos achar os pesos dinâmicos sobre cada pneu pelas eq. (71), (72), (73), (74), (75) e (76).

$$F_{zfi} = (F_{zf}/2) + \Delta F_{zf} \quad (71)$$

$$F_{zfe} = (F_{zf}/2) - \Delta F_{zf} \quad (72)$$

$$F_{zri} = (F_{zr}/2) + \Delta F_{zr} \quad (73)$$

$$F_{zre} = (F_{zr}/2) - \Delta F_{zr} \quad (74)$$

$$F_{zsi} = (F_{zs}/2) + \Delta F_{zs} \quad (75)$$

$$F_{zse} = (F_{zs}/2) - \Delta F_{zs} \quad (76)$$

$$\Delta F_{zf} = ((H_1/S_1) \cdot F_{zf}^* + (H_2/S_2) \cdot F_{zf}^{**}) \cdot V^2/gR \quad (77)$$

$$\Delta F_{zr} = ((H_1/S_1) \cdot F_{zr}^* + (H_2/S_2) \cdot F_{zr}^{**}) \cdot V^2/gR \quad (78)$$

$$\Delta F_{zs} = (H_2/S_2) \cdot F_{zs} \cdot V^2/gR \quad (79)$$

Uma análise mais exata da transferência de carga deve considerar os momentos de "rolling" das massas suspensas transmitidos através das molas da suspensão às rodas, mas para os propósitos deste estudo não serão considerados, permitindo reduzir o número de variáveis sem afetar sensivelmente os resultados básicos esperados que terão um significado principalmente qualitativo.

A partir deste ponto, pode-se proceder o cálculo do coeficiente de rigidez lateral nos pneus e o cálculo dos coeficientes e raízes da equação característica do sistema, como já foi explicado anteriormente. A estabilidade poderá então ser

avaliada através da informação que oferecem as raízes e através das taxas de amortecimento.

Uma informação necessária durante movimentos na curva é o limite de tombamento. O valor da velocidade de tombamento é obtido pela aplicação das leis de Newton. O estudo da estabilidade tem sentido real aqui só para velocidades de movimento inferiores ao limite anterior. A velocidade de tombamento dependerá do valor do raio de curva e da altura do centro de gravidade da unidade veicular.

Os eixos de tombamento para o cavalo e o semi-reboque podem ser vistos em FERNANDES (1994). Para o cavalo o eixo de tombamento é a reta que passa pelos pontos de contato entre os pneumáticos e o pavimento do lado externo da curva; para o semi-reboque é a reta que passa pelo ponto da projeção do eixo do semi-reboque sobre o pavimento (segundo a hipótese que determina onde considerar os pontos de aplicação das forças que atuam sobre o eixo do semi-reboque em dependência do número de eixos; ver PERSEGUIM (1992)) e o ponto onde são aplicadas as forças na quinta roda.

O veículo poderá ser avaliado para movimentos curvilíneos com raios de curva diferentes onde a relação entre a velocidade de avanço, raio de curva e força centrífuga variará e terá influência sobre a estabilidade direcional do veículo. Nesta condição de movimento também poderão ser avaliadas as influências que terá a variação de outros parâmetros sobre a estabilidade.

3.2.6 Movimentos retilíneos.

Para movimentos retilíneos pode ser aplicado também o modelo explicado anteriormente. Aqui deve-se ter em consideração que a realização pelo veículo de movimentos absolutamente retos é impossível na prática, sendo necessário com frequência pequenas correções da trajetória que originam pequenos esforços laterais nos pneus do veículo como afirma AFANASIEV (1983). Contudo, em nosso estudo, consideraremos o veículo na condição de movimento retilíneo em regime permanente e a abordagem será também quase estática.

A metodologia de cálculo e análise a executar é a mesma explicada anteriormente na descrição das características do modelo matemático. As possibilidades de estudo das influências de múltiplos parâmetros também são as mesmas que para o movimento na curva.

Outro modelo matemático foi adaptado e aplicado a partir do modelo de HALES (1965) para o estudo da estabilidade direcional do veículo durante a aplicação de esforços de desaceleração em movimentos retilíneos. Este modelo também pode ser usado para os estudos da estabilidade sem a ação da desaceleração através da exclusão das forças longitudinais na quinta roda e das forças de desaceleração do modelo.

Este modelo caracteriza-se pela simplicidade e facilidade com que consegue descrever o comportamento do veículo articulado na estabilidade direcional. Aqui também não é considerado o efeito da suspensão e são adotadas as mesmas simplificações e hipóteses antes mencionadas.

O modelo tem três graus de liberdade: escorregamento lateral do cavalo, guinada do cavalo e ângulo de guinada do semi-reboque; o modelo foi adaptado e modificado de acordo com as características dos veículos em estudo e as influências e efeitos a serem analisados.

As equações dinâmicas que regem o movimento lateral do veículo combinado tipo cavalo semi-reboque são mostradas no sistema de equações da eq.(80). Estas equações são obtidas a partir do balanço de forças e momentos que deverá existir nas unidades veiculares, e das correlações para as forças nos pneus.

$$\begin{aligned}
 & (M_1 + M_2) v_s' - Y_{us} \cdot r_s + M_1 [L f_2 + (1 - (L f_1 / L_1) - (L r_{15} / L_1)) L_1] r_s' + [(M_1 + M_2) V - \\
 & Y_{rs}] r_s + M_1 (1 - (L f_1 / L_1) - (L r_{15} / L_1)) L_1 \cdot \psi'' - Y_{rt} \cdot \psi' - [C \alpha_1 + (M_1 \cdot V - R d 5_{2x})] = C \alpha_f \cdot \delta \\
 & (-L f_2 \cdot M_2 \cdot v_s' - N_{1us} \cdot v_s) + I_{zz2} \cdot r_s' - [L f_2 \cdot M_2 \cdot V + N_{1rs}] \cdot r_s = 0 \\
 & (1 - (L f_1 / L_1) - (L r_{15} / L_1)) L_1 \cdot M_1 \cdot v_s' - N_{2us} \cdot v_s + [I_{zz1} + M_1 (1 - (L f_1 / L_1) - (L r_{15} / L_1)) L_1 (L f_2 + \\
 & (1 - (L f_1 / L_1) - (L r_{15} / L_1)) L_1] r_s' + [(1 - (L f_1 / L_1) - (L r_{15} / L_1)) L_1 M_1 V - N_{2rs}] r_s + [I_{zz1} + M_1 \\
 & (1 - (L f_1 / L_1) - (L r_{15} / L_1))^2 \cdot L_1^2] \psi'' - N_{2rt} \cdot \psi' - N_{2qt} \cdot \psi + [(L f_1 / L_1) + (L r_{15} / L_1) - 1] L_1 \cdot M_1 \cdot V] \cdot \\
 & \psi = N_{\delta F} \cdot \delta
 \end{aligned} \tag{80}$$

onde:

$$Y_{us} = - 1/V (C \alpha_f + C \alpha_r + C \alpha_s) \tag{81}$$

$$Y_{rs} = -1/V \{C\alpha f [Lf_2 + (1 - Lr_{15}/L_1)L_1] + C\alpha r (Lf_2 - Lr_{15}) + C\alpha s ((Lf_2 / L_2) - 1) L_2\} \quad (82)$$

$$Y_{rt} = -1/V \{C\alpha f (1 - (Lr_{15} / L_1)L_1 - Lr_{15} \cdot C\alpha r \quad (83)$$

$$N_{1us} = (L_2 / V) \cdot C\alpha s \quad (84)$$

$$N_{1rs} = ((L_2)^2 / V) ((Lf_2 / L_2) - 1) C\alpha s \quad (85)$$

$$N_{2us} = - (1/V)[(1 - Lr_{15} / L_1) L_1 \cdot C\alpha f - (Lr_{15} / L_1)L_1 \cdot C\alpha r \quad (86)$$

$$N_{2rs} = - (1/V)[(1 - Lr_{15} / L_1) L_1[Lf_2 + (1 - (Lr_{15}/L_1)L_1] C\alpha f + (- Lr_{15})(Lf_2 - Lr_{15}) C\alpha r \quad (87)$$

$$N_{2rt} = - (1/V)[(1 - Lr_{15} / L_1)^2 \cdot (L_1)^2 \cdot C\alpha f + (Lr_{15})^2 \cdot C\alpha r \quad (88)$$

$$N_{2qt} = L_1(1 - (Lr_{15}/L_1) \cdot C\alpha f - L_1(Lr_{15}/L_1) C\alpha r \quad (89)$$

$$N_{8F} = L_1(1 - (Lr_{15}/L_1)) \cdot C\alpha f \quad (90)$$

Sendo as equações acima reduzidas a um sistema de equações diferenciais lineares homogêneas (equação homogênea) e assumindo uma solução da forma mostrada na eq.(34), podemos obter a equação característica do sistema através da expansão do determinante mostrado na eq.(91) e o agrupamento das potências de (λ).

$$\begin{array}{l} (M_1 + M_2) \lambda - Y_{us} \\ \lambda (M_1(Lf_2 + (1 - Lf_1/L_1 - Lr_{15}/L_1)L_1)) + (M_1 + M_2)V - Y_{rs} \end{array} \quad \begin{array}{l} \lambda^2 \cdot M_1(1 - (Lf_1/L_1) - (Lr_{15}/L_1)) \cdot \\ L_1 \cdot \lambda \cdot Y_{rt} - C\alpha_1 \cdot M_1 \cdot V' + Rd5_{2X} \end{array}$$

$$\lambda(-Lf_2 \cdot M_2) - N_{1us} \quad \lambda \cdot Izz_2 - Lf_2 \cdot M_2 \cdot V - N_{1rs} \quad 0$$

$$\begin{array}{l} (1 - (Lf_1/L_1) - (Lr_{15}/L_1))L_1 \cdot M_1 \cdot \lambda - N_{2us} \\ \lambda(Izz_1 + M_1(1 - (Lf_1/L_1) - (Lr_{15}/L_1))L_1(Lf_2 + (1 - (Lf_1/L_1) - (Lr_{15}/L_1))L_1) + (1 - (Lf_1/L_1) - (Lr_{15}/L_1)) \cdot L_1 M_1 \cdot V - N_{2rs} \end{array} \quad \begin{array}{l} \lambda^2 (Izz_1 + M_1 L_1^2 (1 - (Lf_1/L_1) - (Lr_{15}/L_1))^2) - \lambda \cdot N_{2rt} - N_{2qt} + (Lf_1/L_1) + (Lr_{15}/L_1) - 1) L_1 \cdot M_1 \cdot V \end{array} \quad (91)$$

Assim obtemos aqui também uma equação característica na forma de um polinômio de ordem quatro similar ao da eq.(36) e com os coeficientes (K_4 , K_3 , K_2 ,

K_1, K_0) calculados pelas equações mostradas por Guntur & Wong (eq.(6) e da eq.(A.2) até a eq.(A.27) desse artigo) em função dos parâmetros do veículo e da presença ou não da desaceleração.

Aqui deve ser observado que as relações paramétricas, que entram nas equações para o cálculo dos coeficientes da equação característica, variam quando as forças de desaceleração são consideradas no estudo.

Para o cálculo das forças nos pneus é necessário primeiro calcular a carga vertical (peso dinâmico) em cada roda, o que, como é sabido, dependerá das condições do movimento do veículo. Assim, para o caso de um movimento retilíneo desacelerado deverá ter-se em consideração a transferência de peso na direção longitudinal que ocorrerá entre os eixos do veículo combinado. Para calcular esta transferência de peso será utilizada a Figura 96 no Anexo e as eq.(102), (103), (106), (107), (92), (94), (93), (101), (96), (97) e (98), nesta seqüência, e que são obtidas através do equilíbrio de forças e momentos para o cavalo e o semi-reboque no plano longitudinal. É evidente que a grandeza dessa transferência de peso dependerá do valor da desaceleração total e da distribuição dessa desaceleração por eixos. As forças horizontais na quinta roda também dependerão disto.

Para o semi-reboque:

$$Ri_2 + Rd5_{2X} + Br_2 = 0 \quad (92)$$

$$Wdr_2 + Rd5_{2Z} - W_2 = 0 \quad (93)$$

$$Rd5_{2Z} \cdot L_2 - W_2 \cdot Lr_2 - Ri_2 \cdot H_2 + Rd5_{2X} \cdot H_5 = 0 \quad (94)$$

$$Wdr_2 \cdot L_2 + Br_2 \cdot H_5 + Ri_2 (H_2 - H_5) - W_2 \cdot Lf_2 = 0 \quad (95)$$

Para o cavalo:

$$Ri_1 - Bf_1 - Br_1 + Rd5_{1X} = 0 \quad (96)$$

$$Wdf_1 + Wdr_1 - W_1 - Rd5_{1Z} = 0 \quad (97)$$

$$Wdf_1 \cdot L_1 - Rd5_{1X} \cdot H_5 - W_1 \cdot Lr_1 - Ri_1 \cdot H_1 - Rd5_{1Z} \cdot Lr_5 = 0 \quad (98)$$

$$Wdr_1 \cdot L_1 - Rd5_{1X} \cdot H_5 - W_1 \cdot Lf_1 + Ri_1 \cdot H_1 - Rd5_{1Z} \cdot Lf_5 = 0 \quad (99)$$

$$Wdt = Wdf_1 + Wdr_1 + Wdr_2 = W_1 + W_2 \quad (100)$$

$$Ri_1 = W_1 \cdot b/g = W_1 \cdot b\% / 100 \quad (101)$$

$$Ri_2 = W_2 \cdot b/g = W_2 \cdot b\% / 100 \quad (102)$$

$$Ri_1 + Ri_2 = Bf_1 + Br_1 + Br_2 \quad (103)$$

$$Bt = Bf_1 + Br_1 + Br_2 \quad (104)$$

$$B\%f_1 = Bf_1 \cdot 100 / Bt \quad (105)$$

$$B\%r_1 = Br_1 \cdot 100 / Bt \quad (106)$$

$$B\%r_2 = Br_2 \cdot 100 / Bt \quad (107)$$

Para análise da estabilidade com a aplicação de esforços de desaceleração durante movimentos retilíneos é seguido o mesmo procedimento de avaliação através da informação que dá as raízes e as taxas de amortecimento. Aqui deverá inicialmente ser assumido um valor de desaceleração, uma distribuição dessa desaceleração por eixos, e determinadas condições de movimento assumidas para o estudo.

3.3 Metodologia do estudo considerando o passeio do centro de gravidade.

O estudo de estabilidade pode ser feito com o centro de gravidade em posição fixa ou com a aplicação da técnica do balanceamento estático (passeio do centro de gravidade). O passeio do centro de gravidade (c.g.) permite obter diversas posições que o c.g. pode ocupar dentro dos limites de carregamento que a legislação vigente e o fabricante do veículo impõem. Estas posições são pontos que coincidem com o centro de gravidade da carga colocada no veículo e que constituem diferentes formas possíveis de carregamento do veículo por parte do usuário.

O estudo de estabilidade com a aplicação desta técnica permite a obtenção do desempenho do veículo em qualquer condição operacional e de carregamento possível e admissível pelo fabricante e a legislação, e permite identificar as condições de pior desempenho para que possam ser evitadas.

O estudo do posicionamento do c.g. para as combinações veiculares em estudo será mostrado no capítulo 4. Aqui será dada a metodologia completa a ser executada para o estudo da estabilidade direcional considerando o passeio do c.g.

A seqüência metodológica e a seguinte:

- Definição das equações do movimento para o veículo combinado;
- Cálculo da carga estática sobre cada eixo a partir da condição de equilíbrio para o cavalo e o semi-reboque;
- Cálculo da carga dinâmica (transferência da carga vertical estática) sobre os pneus em dependência das condições do movimento;
- Cálculo do coeficiente de rigidez lateral do pneu (“cornering stiffness”) e dos ângulos de escorregamento dos pneus;
- Inclusão das expressões das forças nos pneus e dos ângulos de escorregamento nas equações de movimento. Cálculo do “cornering stiffness” combinado para cada eixo;
- Obtenção da solução homogênea das equações do movimento para a consideração analítica da estabilidade direcional;
- Cálculo dos coeficientes e raízes da equação característica obtida através da solução homogênea das equações de movimento;
- Avaliação da estabilidade direcional absoluta através da análise das raízes da equação característica.
- Avaliação da estabilidade direcional relativa através do cálculo das taxas de amortecimento e a frequência amortecida, correspondentes a cada movimento característico do veículo, como medida de quão estável ele é.

A seqüência anterior é a que terá que ser realizada basicamente para uma posição dada do centro de gravidade do veículo. Considerando a aplicação do passeio do centro de gravidade, é necessário também então:

- Achar as diferentes posições que o c.g. pode ocupar, respeitando os limites de carregamento impostos pelo fabricante e pela legislação nas direções dos eixos do sistema de coordenadas adotado;
- Construir os gráficos do passeio do c.g. na direção de cada eixo de coordenadas.
- Desenvolver a seqüência de cálculo na estabilidade para cada posição do c.g. e para as condições de movimento e valor dos parâmetros em estudo desejados.
- Identificar as posições do c.g. e as condições operacionais com maior potencial de perda da estabilidade.

Os resultados da aplicação da técnica do passeio do c.g. para o estudo da estabilidade dos veículos em estudo serão apresentadas no capítulo 5.

3.4 Ferramentas para o cálculo da estabilidade.

No caso dos estudos de estabilidade direcional veicular temos que as dificuldades inerentes à não disponibilidade de ferramentas computacionais adequadas impediu o mais rápido desenvolvimento desta área. Assim temos que nos anos da década dos 60 a avaliação da estabilidade através das raízes da equação característica, só era desenvolvida através do método de Routh-Hurwitz, que permitia determinar a existência ou não de estabilidade sem ter que achar o valor das raízes da equação característica, mas que não dava informação sobre o modo da resposta do veículo. Outros autores, como por exemplo JINDRA (1963), avaliou as raízes numericamente através de um método de tentativa e erro que consiste em um método de fatorização aproximada que é tedioso e trabalhoso pelo repetitivo.

Para nosso estudo foi utilizado um programa computacional que permite o cálculo automatizado e rápido das raízes da equação característica e que facilita o trabalho de cálculo da seqüência metodológica estabelecida no epígrafe anterior para este tipo de estudo, sobretudo para o caso em que é considerado o passeio do c.g., onde têm-se definido um conjunto de 40 posições que são consideradas na pesquisa, e para cada uma das quais será necessário realizar os cálculos.

O programa anterior é executado através de uma macro e dentro de uma planilha de cálculo desenvolvida para a pesquisa. A macro, sendo uma seqüência de instruções escritas em linguagem Visual Basic que pode ser acompanhada pelo microsoft Excell, permite a automatização da tarefa repetitiva do cálculo das raízes para cada posição do c.g. e para cada condição de movimento. A planilha desenvolvida permite a agilização dos cálculos, a obtenção de múltiplas informações valiosas sobre o sistema veicular, e também permite a obtenção automática dos resultados gráficos ante as sistemáticas mudanças dos dados e condições iniciais que vão sendo realizadas durante a simulação. Assim podemos visualizar rapidamente os

resultados gráficos e compará-los com os obtidos em outras simulações, facilitando a obtenção de resultados e conclusões sobre o estudo.

Esta planilha poderá servir de referência para a elaboração, no futuro, de um programa que seja uma ferramenta de trabalho útil a projetistas e pesquisadores e que possa prever, com alta confiabilidade e menores custos, o desempenho de veículos articulados comerciais na estabilidade, o que torna-se cada dia mais importante.

As curvas que definem a área do passeio do centro de gravidade para os veículos em estudo foi calculada também com ajuda de um programa elaborado por FERNANDES (1994). Este programa, entre outras muitas possibilidades que tem com relação ao desempenho do veículo na freagem, permite determinar as curvas que delimitam a área do passeio do c.g. de acordo com as restrições impostas.

3.5 Características principais dos veículos em estudo.

Para o estudo utiliza-se um veículo combinado cavalo semi-reboque composto por um cavalo LS 1941 da Mercedes Benz do Brasil e um semi-reboque FNV – CARGA SECA da FNV. Esta combinação foi escolhida pelo interesse de completar o estudo realizado por FERNANDES (1994) para esta mesma combinação e que visa ter disponível um estudo completo do desempenho do veículo tanto na freagem como na estabilidade, que permita a informação ao usuário quanto à maneira de usar o veículo com maior segurança e eficiência através de mapas de desempenho que podem ser a ele oferecidos.

O primeiro estudo realizado para o cavalo LS 1941 com relação ao desempenho durante a freagem foi realizado pelo interesse da Mercedes Benz do Brasil de avaliar o desempenho de seu cavalo de maior capacidade de carga naquele momento (FERNANDES, 1994). O semi-reboque do tipo CARGA SECA foi escolhido por ser o semi-reboque de maior aplicação rodoviária, segundo seu fabricante.

Na Tabela 1 abaixo são mostradas as características principais das unidades veiculares antes mencionadas.

Para um estudo comparativo que visa dar subsídios para o maior uso de uma combinação veicular composta por um cavalo de três eixos e um semi-reboque de dois eixos, foi realizada uma modificação às unidades veiculares acima mencionadas que consistiu na colocação de um segundo eixo na traseira do cavalo e a subtração de um eixo do semi-reboque. Esta modificação conservou a geometria original das unidades veiculares e introduz algumas modificações no peso. Na tabela 2 são mostradas as características do cavalo LS 1941 modificado e do semi-reboque FNV – CARGA SECA modificado, respectivamente, as que serão usadas para a determinação da influência dessas modificações na estabilidade direcional do veículo, e sua posterior comparação com o veículo combinado original (real).

Nas Figuras 15 e 16 são mostrados os veículos combinados real e modificado com suas principais características geométricas e de composição.

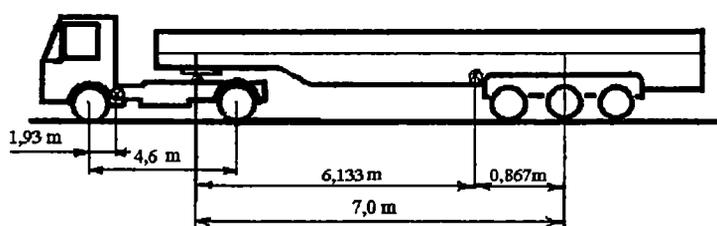


FIGURA 15 - Veículo real com as posições do centro de gravidade longitudinal para o veículo real vazio.

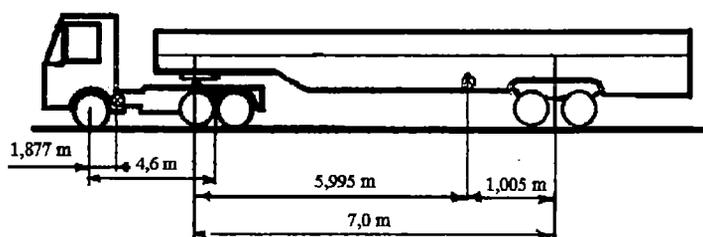


FIGURA 16 - Veículo modificado com as posições do centro de gravidade longitudinal para o veículo vazio.

TABELA 1 - Características do veículo combinado real

<u>Características</u>	<u>Cavalo</u>	<u>Semi-reboque</u>
Modelo	LS 1941	FNV - CARGA SECA
Fabricante	Mercedes Benz do Brasil	FNV
Número de eixos	2	3
Número de rodas por eixo traseiro	4	4
Distância entre eixos	4,60 m	1,245 m
Bitola traseira	1,80 m	2,00 m
Distância entre o eixo frontal e o centro de gravidade	1,93 m	
Altura do centro de gravidade acima do solo	0,95 m	1,40 m
Distância entre a quinta roda e o eixo traseiro	0,66 m	
Distância entre a quinta roda e o centro de gravidade	2,01 m	6,133 m
Distância entre o segundo eixo do semi-reboque e o centro de gravidade		0,867 m
Peso vazio	73771 N	71368 N
Peso bruto total	156906 N	333344 N
Momento de inércia (guinada) (para $k_z = 2,5$ m)	24983 N m s ²	196648 N m s ²
Raio dinâmico das rodas nos eixos	0,55 m	0,55 m

OBS: Para a consideração da variação do momento de inércia de guinada do semi-reboque são considerados três valores que correspondem ao produto da massa total do semi-reboque totalmente carregado vezes três valores diferentes do raio de giração, e que são $K_z = 1,5$ m; $2,5$ m e $3,5$ m respectivamente. Cada um destes valores de K_z é considerado como correspondente a um carregamento de determinado comprimento, considerando a carga como uniformemente distribuída sobre a plataforma de carga do semi-reboque. Assim, são considerados no estudo três carregamentos: de comprimento pequeno (momento de inércia de guinada I_{zz} pequeno, ou seja $K_z = 1,5$ m), comprimento médio (I_{zz} médio; $K_z = 2,5$ m), e comprimento grande (I_{zz} grande; $K_z = 3,5$ m).



TABELA 2 - Características do veículo combinado modificado

Características	Cavalo	Semi-reboque
Modelo	LS 1941 (Mercedes Benz do Brasil) (Modificado)	FNV-CARGA SECA (FNV) (Modificado)
Número de eixos	3	2
Número de rodas por eixo traseiro	4	4
Distância entre o eixo frontal e o ponto médio entre os eixos traseiros	4,6 m	
Distância entre eixos traseiros	1,245 m	1,245 m
Bitola traseira	1,80 m	2,00 m
Distância entre o eixo frontal e o centro de gravidade	1,877 m	
Distância entre o eixo traseiro e o centro de gravidade	2,723 m	
Altura do centro de gravidade acima do solo	0,903 m	1,535 m
Distância entre a quinta roda e o eixo traseiro	0,66 m	
Distância entre a quinta roda e o centro de gravidade	2,063 m	5,995 m
Distância entre o ponto médio entre os eixos do semi-reboque e o c.g.		1,005 m
Peso vazio	83552 N	61537 N
Peso bruto total	225553 N	308664 N
Momento de inércia (guinada)	28305 N m s ²	182142 N m s ²
Raio dinâmico das rodas nos eixos	0,55 m	0,55 m

4. ESTUDO DO POSICIONAMENTO DO CENTRO DE GRAVIDADE

4.1 Introdução.

A determinação da posição do centro de gravidade das unidades da combinação veicular articulada é uma informação necessária e fundamental para o estudo do desempenho dinâmico do veículo e para a determinação de seus limites de estabilidade direcional.

A posição do centro de gravidade vai depender das inúmeras possibilidades de formas diferentes em que pode ser carregado o veículo, o que vai provocar a mudança da posição do c.g. original. Este fato pode alterar também significativamente os limites de desempenho do veículo.

O centro de gravidade influi muito sobre a distribuição do peso dinâmico sobre os eixos e os pneumáticos do veículo, tanto em movimentos curvilíneos pelo efeito da aceleração lateral, como também em movimentos retilíneos pela ação dos esforços de aceleração longitudinal, ou durante a combinação das acelerações no plano longitudinal e transversal (lateral). Isto é decisivo na determinação das condições de estabilidade do movimento destes veículos.

Para veículos rodoviários é aceitável considerar o centro de gravidade, ou seja, o ponto no qual aplica-se o peso do veículo, e o centro de massa (tido como a posição média dos elementos de massa) como coincidentes, segundo DIXON (1996).

A determinação das posições do centro de gravidade para as unidades das combinações veiculares em estudo e a aplicação da técnica do passeio do centro de gravidade, tendo em consideração os limites de carregamento impostos pelos fabricantes do veículo e a legislação vigente, será realizada a seguir. Esta técnica foi

utilizada por CANALE (1991) para o estudo do desempenho de um veículo de passeio e por FERNANDES (1994) para o caso do estudo do desempenho na freagem de um veículo articulado tipo cavalo semi-reboque.

4.2 Centro de gravidade das unidades das combinações veiculares.

A determinação do centro de gravidade da unidade veicular depende da fase de projeto na qual se encontra o veículo. Assim, para um veículo que ainda não foi construído, o centro de gravidade pode ser estimado através das características de seus componentes principais. Quando existe um outro veículo similar pode-se adotar o centro de gravidade como sendo idêntico ao desse veículo existente. Quando se tem um protótipo do veículo a ser construído ou o próprio veículo, podemos obter a posição do centro de gravidade pelo método descrito em CANALE (1989).

Para a determinação do centro de gravidade, pelo método acima, é necessário definir um sistema de coordenadas $Oxyz$ fixo no veículo onde os eixos X, Y, Z , definem as direções longitudinal, transversal e vertical respectivamente, e tem origem no centro de gravidade do veículo. Os planos Oxz , Oxy e Oyz são chamados plano longitudinal, transversal e vertical respectivamente. Este é um sistema de coordenadas que está de conformidade com a norma SAE J670e (1976) que define a terminologia da dinâmica veicular e será o sistema de coordenadas adotado neste estudo.

Uma condição a se ter em consideração aqui é que o centro de gravidade deverá estar sempre em posição que garanta o equilíbrio estático do veículo. Assim temos que no caso do cavalo a projeção do centro de gravidade deverá estar dentro do polígono definido pelo contato dos pneumáticos com o pavimento, e no caso do semi-reboque, dentro do polígono definido pelo contato dos pneumáticos com o pavimento e pela projeção da quinta roda no pavimento.

Para o estudo que realizaremos foram adotados os métodos e resultados do levantamento do centro de gravidade do veículo exemplo (cavalo LS 1941 da Mercedes Benz do Brasil e semi-reboque FNV – CARGA SECA da FNV) realizados por FERNANDES (1994) e que foram os seguintes:

Para o centro de gravidade do cavalo foram achadas suas coordenadas nos planos longitudinal, transversal e vertical de acordo com as equações (108), (109) e (110).

$$Lf_1 = (Wr_1 \cdot L_1) / W_1 \quad (108)$$

$$Sle_1 = (Wld_1 \cdot S_1) / W_1 \quad (109)$$

$$H_1 = Rdin_1 + [(W_{r1ED} - W_{r1}) \cdot L_1 \cdot (L_1^2 - h_{1ED}^2)^{1/2} / (W_1 \cdot h_{1ED})] \quad (110)$$

Os resultados são:

- Centro de gravidade longitudinal (Lf_1), considerado como a distância do c.g. ao eixo dianteiro na direção do eixo de coordenadas X; $Lf_1 = 1930$ mm.

- Centro de gravidade transversal (Sle_1), considerado como a distância do c.g. ao lado esquerdo¹ na direção do eixo de coordenadas Y; $Sle_1 = 997$ mm.

- Centro de gravidade vertical (H_1), considerado como a altura do c.g. em relação ao pavimento na direção do eixo de coordenadas Z; $H_1 = 950$ mm.

Estas coordenadas foram definidas para o cavalo em ordem de marcha (considerando incluídos o peso do motorista, o peso do combustível e o peso dos acessórios de série). A posição do centro de gravidade do cavalo nos planos longitudinal e transversal é mostrada na Figura 17.

Para o centro de gravidade do semi-reboque as coordenadas nos planos longitudinal, transversal e vertical foram calculadas de acordo com as eq. (111), (112), (113), (114) e (115).

$$Lf_2 = (W_2^* \cdot Lf_2^* + nrod_2 \cdot Wrod_2 \cdot (Lp_2 + Ls_2)) / (W_2 + (ne_2 - 1) \cdot nrod_2 \cdot Wrod_2) \quad (111)$$

$$Lf_2^* = (Wr_2^* \cdot Lt_2) / W_2^* \quad (112)$$

$$Sle_2 = (Wld_2 \cdot S_2) / W_2 \quad (113)$$

$$H_2 = (W_2^* \cdot H_2^* + (ne_2 - 1) \cdot nrod_2 \cdot Wrod_2 \cdot Rdin_2) / (W_2^* + (ne_2 - 1) \cdot nrod_2 \cdot Wrod_2) \quad (114)$$

$$H_2^* = Rdin_2 + [(Wr_{2QR}^* - W_{r2}^*) \cdot Lt_2 \cdot (Lt_2^2 - h_{2QR}^2) / (W_2^* \cdot h_{2QR})] \quad (115)$$

¹ O lado esquerdo é considerado o lado do cavalo correspondente ao lado do banco do passageiro.

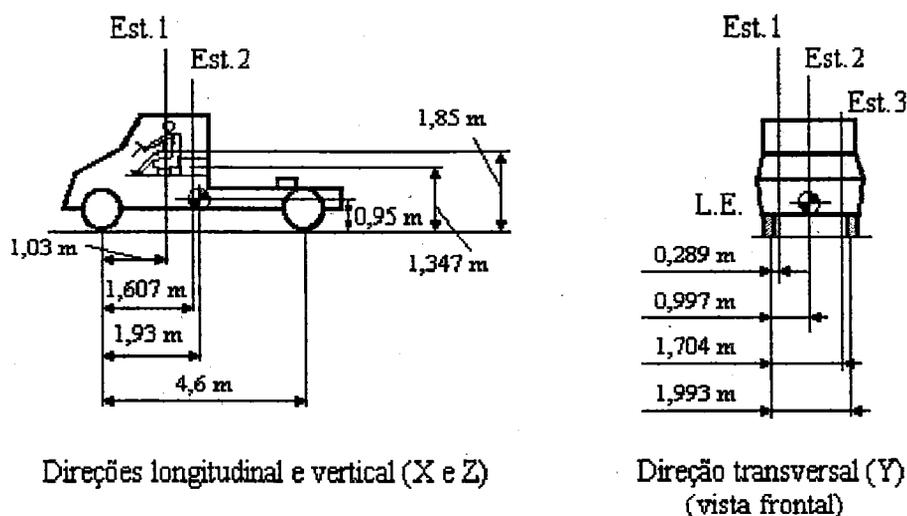


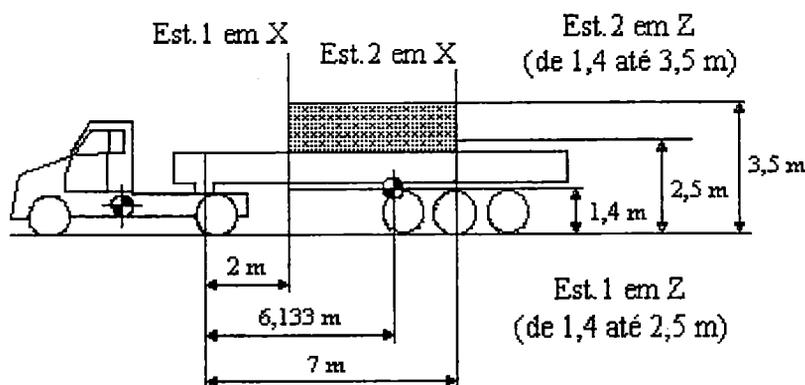
FIGURA 17 – Posição do c.g. e estações de carga para o passeio do c.g. do cavalo.

Os resultados são:

- Centro de gravidade longitudinal (Lf_2), considerado como a distância do c.g. à quinta roda na direção do eixo de coordenadas X; $Lf_2 = 6133$ mm.
- Centro de gravidade transversal (Sle_2), considerado como a distância do c.g. ao lado esquerdo na direção do eixo de coordenadas Y; $Sle_2 = 1000$ mm.
- Centro de gravidade vertical (H_2), considerado como a altura do c.g. em relação ao pavimento na direção do eixo de coordenadas Z; $H_2 = 1400$ mm.

Estas coordenadas foram definidas para o semi-reboque considerando o veículo em ordem de marcha (vazio, com estepes e acessórios de série). A posição do centro de gravidade do semi-reboque nos planos longitudinal e transversal é mostrada na Figura 18.

No caso da combinação veicular modificada na distribuição dos eixos, soma-se mais um no cavalo e diminui-se um no semi-reboque; esta modificação introduz mudanças no peso total das unidades da combinação veicular e no limite legal de peso por eixo. Por conseguinte, muda também, em alguma medida, a posição do centro de gravidade das unidades, e será necessário achar as coordenadas do c.g. também para o veículo modificado.



Direções longitudinal e vertical (X e Z)

FIGURA 18 - Posição do c.g. e estações de carga para o passeio do c.g. do semi- reboque.

A colocação de um segundo eixo na traseira do cavalo foi realizada mantendo-se a mesma distância entre eixos do cavalo real. Neste caso, essa distância é medida partindo-se do eixo dianteiro do cavalo até o ponto intermediário entre os dois eixos traseiros. Desse modo, o veículo terá o primeiro eixo traseiro deslocado para a frente a partir desse ponto, e o segundo eixo traseiro deslocado para atrás, a partir de esse mesmo ponto, adotando-se uma distância de separação entre estes dois eixos traseiros de 1245 mm como mostra-se na Figura 19.

De acordo com o estabelecido pela Legislação Brasileira de Pesos e Dimensões (ver ESTUDOS (1996)) para o caso de um conjunto de dois eixos situados a uma distância entre eles superior a 1200 mm e inferior ou igual a 2400 mm, o limite de peso para o conjunto de dois eixos é de 17 toneladas (166770 N), ou seja 8,5 toneladas (83385 N) por eixo (para um eixo isolado é de 10 toneladas (98100 N)). Assim, o cavalo modificado poderá suportar legalmente um peso total de 23 toneladas (225630 N), enquanto que o cavalo real poderá suportar apenas 16 toneladas (156960 N). Por outro lado, a inclusão de mais um eixo no cavalo eleva o peso total desta unidade em mais 1 tonelada (9810 N) aproximadamente.

No caso do semi-reboque modificado com a eliminação de um eixo traseiro, a distância entre a quinta roda e os eixos do semi-reboque é mantida, só que neste caso essa distância é medida até o ponto intermediário entre os dois eixos traseiros. A

distância entre esses eixos traseiros é também mantida a mesma que no semi-reboque real (1245 mm), medida a partir de dito ponto intermediário. Para isto o primeiro eixo foi deslocado um pouco para atrás e o último eixo um pouco para a frente em comparação com a posição que eles ocupam no semi-reboque real, como pode ser visto na Figura 20.

Com relação ao peso, o semi-reboque modificado é 1 tonelada (9810 N) mais leve que o semi-reboque real, e pode suportar no seus eixos, legalmente, um peso de 17 toneladas (166770 N), 8,5 toneladas (83385 N) menos que o semi-reboque real.

As modificações praticadas diminuem o peso bruto total legal do veículo combinado modificado em 1,5 toneladas (14715 N), sendo que não deverá ultrapassar o limite de 40 toneladas (392400 N), enquanto que para o veículo combinado real o limite é de 41,5 toneladas (407115 N).

Evidentemente, as mudanças anteriores exigem a determinação das novas coordenadas do centro de gravidade das unidades veiculares. Para isto foram utilizadas as equações propostas por CANALE (1989) (eq.(1.26), eq.(1.27) e eq.(1.28) desse Livro) obtidas através do balanço estático de forças e momentos que atuam na unidade veicular. Os resultados foram os seguintes:

Cavalo modificado:

- Centro de gravidade longitudinal (Lf_1), considerado como a distância do c.g. ao eixo dianteiro na direção do eixo de coordenadas X; $Lf_1 = 1877$ mm.

- Centro de gravidade transversal (Sle_1), considerado como a distância do c.g. ao lado esquerdo na direção do eixo de coordenadas Y; $Sle_1 = 997$ mm.

- Centro de gravidade vertical (H_1), considerado como a altura do c.g. em relação ao pavimento na direção do eixo de coordenadas Z; $H_1 = 903$ mm.

A posição longitudinal e vertical do centro de gravidade do cavalo modificado é mostrada na Figura 19. A posição no plano transversal é adotada a mesma que para o veículo real assumindo-se a simetria do veículo neste plano

Semi-reboque modificado:

- Centro de gravidade longitudinal (Lf_2), considerado como a distância do c.g. à quinta roda na direção do eixo de coordenadas X; $Lf_2 = 5995$ mm.

- Centro de gravidade transversal (Sle_2), considerado como a distância do c.g. ao lado esquerdo na direção do eixo de coordenadas Y; $Sle_2 = 1000$ mm.

- Centro de gravidade vertical (H_2), considerado como a altura do c.g. em relação ao pavimento na direção do eixo de coordenadas Z; $H_2 = 1535$ mm.

A posição longitudinal e vertical do centro de gravidade do semi-reboque modificado é mostrada na Figura 20. A posição no plano transversal é adotada a mesma que para o semi-reboque real assumindo-se a simetria neste plano.

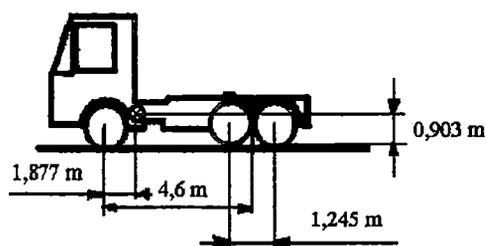


FIGURA 19 – Posição do centro de gravidade do cavalo modificado

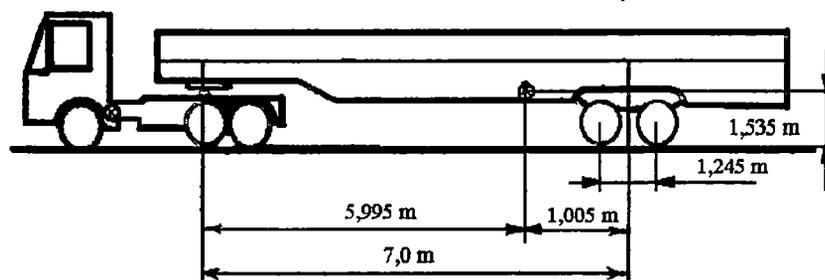


FIGURA 20 – Posição do centro de gravidade do semi-reboque modificado

4.3 Passeio do centro de gravidade.

O passeio do centro de gravidade permite obter diversas posições que o c.g. pode ocupar dentro dos limites de carregamento que a legislação vigente e o fabricante do veículo impõem. Estas posições são pontos que coincidem com o centro de gravidade da carga colocada na unidade veicular e que constituem diferentes formas possíveis de carregamento dela por parte do usuário. Conhecer as possibilidades de carregamento do veículo permite por sua vez o estudo da estabilidade direcional de uma forma mais abrangente.

A determinação do passeio do c.g. e sua posterior representação gráfica possibilitam identificar as condições limites ou perigosas com relação ao desempenho do veículo e que poderão ser evitadas, permitindo a utilização segura do veículo perante qualquer condição de carregamento e movimento.

Para realizar o passeio do c.g. devemos definir primeiramente os pontos geométricos do veículo que delimitam o lugar ou a região onde poderão ser colocadas as cargas. Canale (1991) denomina estes pontos como “estações”. As estações de carga são pontos que coincidem com o centro de gravidade da carga quando colocada no veículo nestas posições.

As estações de carga para o passeio do c.g. do cavalo e do semi-reboque são mostradas nas Figuras 17 e 18. Elas são determinadas nas direções longitudinal, transversal e vertical tanto para o cavalo como para o semi-reboque.

Para o cavalo temos na direção longitudinal duas estações: Estação 1-bancos dianteiros; Estação 2-porta-malas. Na direção transversal temos três estações: Estação 1- banco do passageiro; Estação 2-porta-malas; Estação 3-banco do motorista. Na direção vertical temos duas estações: Estação 1-bancos dianteiros; Estação 2-porta-malas. Os valores das estações de carga em cada direção do sistema de coordenadas adotado para este cavalo podem ser vistos em FERNANDES (1994) e foram fornecidos pelo fabricante do cavalo. Deve-se prestar atenção aqui ao fato de que para o cavalo as estações de carga são posições fixas.

Os gráficos do passeio do c.g. longitudinal, transversal e vertical do cavalo são calculados através das eq. (116), (117), (118), (119), (120), (121) e (122) a seguir.

$$Lf_{1f} = ((W_1 + W_q) L_1 - Wl_{f1} \cdot L_1) / (W_1 + W_q) \quad (116)$$

$$Lf_{1r} = (Wl_{r1} \cdot L_1) / (W_1 + W_q) \quad (117)$$

$$Lf_{1i} = (W_1 \cdot L_{f1} + W_{q1} \cdot L_{qf_{1i}}) / (W_1 + W_{q1}) \quad (118)$$

$$Sle_{11e} = ((W_1 + W_q) \cdot S_1 - Wl_{e1} \cdot S_1) / (W_1 + W_q) \quad (119)$$

$$Sle_{11d} = (Wl_{d1} \cdot S_1) / (W_1 + W_q) \quad (120)$$

$$Sle_{1i} = (W_1 \cdot S_{e1} + W_{q1} \cdot S_{qle_{1i}}) / (W_1 + W_{q1}) \quad (121)$$

$$H_{1i} = (W_1 \cdot H_1 + W_{q1} \cdot H_{q1i}) / (W_1 + W_{q1}) \quad (122)$$

A variação do passeio do c.g. do cavalo é pequena quando comparada com a variação do passeio do c.g. do semi-reboque. Isto acontece porque os carregamentos que admite o cavalo são bem inferiores e muito menos variáveis que os carregamentos que admite o semi-reboque.

Pelo motivo anterior não serão mostrados aqui os resultados do passeio do centro de gravidade do cavalo tendo em consideração que sua influência no desempenho da estabilidade do veículo combinado é pequena quando comparada com a influência do posicionamento do c.g. do semi-reboque. O leitor interessado poderá ver os gráficos que representam o passeio do c.g. longitudinal, transversal e vertical do cavalo real exemplo em FERNANDES (1994).

No caso do semi-reboque temos que as estações de carga não são posições fixas como no cavalo e vão depender do lugar no qual o usuário concentra freqüentemente a carga sobre a plataforma do semi-reboque.

Assim temos que para o semi-reboque real exemplo foram definidas para nosso estudo as seguintes estações de carga nas direções longitudinal, transversal e vertical:

Na direção longitudinal duas estações: Estação 1—posição do c.g. da carga mais próxima da quinta roda; Estação 2—posição do c.g. da carga mais distante da quinta roda. Na direção transversal também duas estações: Estação 1- posição do c.g. da carga mais próxima do lado esquerdo; Estação 2- posição do c.g. da carga mais distante do lado esquerdo. Na direção vertical temos outras duas estações: Estação 1- posição do c.g. da carga mais próxima do pavimento ou c.g. da carga baixo; Estação 2- posição do c.g. da carga mais distante do pavimento ou c.g. da carga alto. As

estações de carga para o passeio do c.g. do semi-reboque nas direções longitudinal e vertical são mostradas na Figura 18.

Os gráficos do passeio do c.g. longitudinal, transversal e vertical do semi-reboque são calculados então através das eq.(123), (124), (125), (126), (127), (128) e (129) abaixo.

$$Lf_{2QR} = ((W_2 + W_q) \cdot L_2 - Wl_{51} \cdot L_2) / (W_2 + W_q) \quad (123)$$

$$Lf_{2r} = (ne_2 \cdot Wlr_2 \cdot L_2) / (W_2 + W_q) \quad (124)$$

$$Lf_{2i} = (W_2 \cdot Lf_2 + W_{qi} \cdot Lq_{52i}) / (W_2 + W_{qi}) \quad (125)$$

$$Sle_{21e} = ((W_2 + W_q) S_2 - ne_2 \cdot (Wlr_2 / 2) S_2) / (W_2 + W_q) \quad (126)$$

$$Sle_{21d} = (ne_2 \cdot (Wlr_2 / 2) \cdot S_2) / (W_2 + W_q) \quad (127)$$

$$Sle_{2i} = (W_2 \cdot Sle_2 + W_{qi} + Sqle_{2i}) / (W_2 + W_{qi}) \quad (128)$$

$$H_{2i} = (W_2 \cdot H_2 + W_{qi} \cdot Hq_{2i}) / (W_2 + W_{qi}) \quad (129)$$

Na Tabela 3 são mostrados os resultados obtidos para construir o gráfico do passeio do c.g. do semi-reboque no plano longitudinal mostrado na Figura 21.

TABELA 3 - Passeio do c.g. longitudinal do semi-reboque real.

Carga total (W_{2p}) (N)	E.p.q.r (Lf_{21}) (mm)	E.p.e.s (Lf_{22}) (mm)	L.p.e.q.r (Lf_{2QR}) (mm)	L.p.e.e.t (Lf_{2R}) (mm)
71368	6133	6133	0	24536
97560	5023	6366	1383	17949
123753	4383	6500	2572	14150
149946	3967	6587	3345	11678
176139	3675	6649	3889	9941
202331	3458	6694	4292	8655
228524	3291	6729	4602	7663
254717	3158	6757	4849	6875
280909	3050	6780	5049	6234
307102	2960	6799	5216	5702
333295	2885	6814	5356	5254

OBS: E.p.q.r.; E.p.e.s.- Distância do c.g. a quinta roda considerando o peso da carga colocado na estação próxima da quinta roda e na estação próxima aos eixos do semi-reboque respectivamente.

L.p.e.q.r., L.p.e.e.t.- Posições do c.g. considerando o limite de peso estático sobre a quinta roda do cavalo e sobre os eixos do semi-reboque respectivamente.

Na Figura 21 temos várias curvas que definem uma área fechada dentro da qual o c.g. pode ocupar qualquer posição em dependência do carregamento que seja realizado.

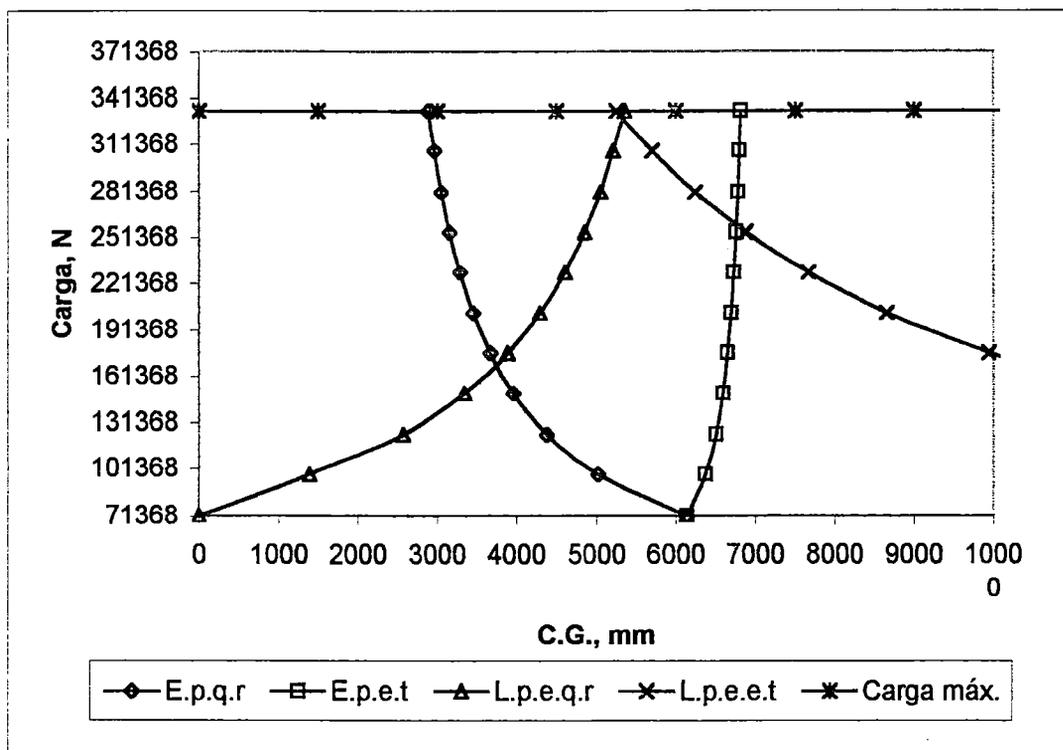


FIGURA 21 - Passeio do c.g. no plano longitudinal do semi-reboque real exemplo.

Estas curvas são:

Estação próxima da quinta roda (E.p.q.r.) (L_{q521}) - são as posições do c.g. longitudinal do semi-reboque considerando o peso da carga colocado na estação próxima da quinta roda (Estação 1 na direção longitudinal). $L_{q521} = 2000$ mm.

Estação próxima dos eixos do semi-reboque (E.p.e.s.) (L_{q522}) - são as posições do c.g. longitudinal do semi-reboque considerando o peso da carga colocado na estação próxima dos eixos dele (Estação 2 na direção longitudinal). (L_{q522}) = 7000 mm (as medidas anteriores são tomadas a partir da quinta roda).

Limite de peso estático sobre a quinta roda (L.p.e.q.r.) - são as posições do c.g. longitudinal do semi-reboque considerando o limite de peso estático sobre a quinta roda do cavalo admitido pelo fabricante. Segundo informação do fabricante este limite é de 7980 kgf (78284 N).

Limite de peso estático sobre os eixos do semi-reboque (L.p.e.e.t.) - são as posições do c.g. longitudinal do semi-reboque considerando o limite de peso estático sobre as rodas dos eixos do semi-reboque. Segundo a legislação vigente este limite é de 8,5 toneladas (83385 N) por eixo; neste caso, para os três eixos do semi-reboque, será de 25,5 Toneladas (250155 N).

Limite de carga máxima - é o limite de peso máximo para o semi-reboque, que é calculado a partir do peso estático total das unidades da combinação veicular subtraído do peso do cavalo. Aqui este limite é de 33,98 toneladas (333344 N).

Na Tabela 4 são mostrados os resultados obtidos para construir o gráfico do passeio do c.g. do semi-reboque no plano transversal, que é mostrado na Figura 22.

TABELA 4 - Passeio do c.g. transversal do semi-reboque real.

Carga total (W_{2p})(N)	E.p.l.e. (S_{le21})(mm)	E.p.l.d. (S_{le22})(mm)	L.l.e. (S_{le21e})(mm)	L.l.d. (S_{le21d})(mm)
71368	1000	1000	0	3505
97560	765	1235	0	2564
123753	629	1371	0	2021
149946	541	1459	332	1668
176139	479	1521	580	1420
202331	433	1567	764	1236
228524	397	1603	905	1095
254717	369	1631	1018	982
280909	346	1654	1109	891
307102	327	1673	1185	815
333295	311	1689	1249	751

As curvas que definem a área fechada dentro da qual o c.g. transversal pode ocupar qualquer posição em dependência do carregamento são:

Estação próxima do lado esquerdo (E.p.l.e.) - são as posições do c.g. transversal do semi-reboque considerando o peso da carga colocado na estação 1 no plano transversal (lateral).

Estação próxima do lado direito (E.p.l.d.) - são as posições do c.g. transversal do semi-reboque considerando o peso da carga colocado na estação 2 no plano transversal (lateral).

Limite lado esquerdo (L.l.e.) - são as posições do c.g. transversal do semi-reboque considerando o limite de peso estático sobre as rodas de seu lado esquerdo, obtido como a metade do limite de peso estático admitido sobre os eixos do semi-reboque de acordo com a legislação vigente. Aqui foi adotado este limite como sendo de 12.75 toneladas (125078 N).

Limite lado direito (L.l.d.) - são as posições do c.g. transversal do semi-reboque considerando o limite de peso estático sobre as rodas de seu lado direito, obtido como a metade do limite de peso estático admitido sobre os eixos do semi-reboque de acordo com a legislação vigente. Este limite é adotado como sendo também de 12.75 toneladas (125078 N).

Carga máxima - é o limite de peso estático sobre as rodas dos eixos do semi-reboque, que é de 25.5 toneladas (250155 N).

As posições das estações de carga transversais do semi-reboque foram adotadas considerando garantir seu equilíbrio estático.

Na Tabela 5 são mostrados os resultados obtidos para construir o gráfico do passeio do c.g. do semi-reboque no plano vertical, o qual é mostrado na Figura 23.

TABELA 5 – Passeio do c.g. vertical
do semi-reboque real.

Carga total (W_{2p}) (N)	C.g.c.b. (H_{21}) (mm)	C.g.c.a. (H_{22}) (mm)
71368	1400	1400
97560	1423	1444
123753	1473	1540
149946	1536	1659
176139	1606	1793
202331	1680	1934
228524	1757	2081
254717	1836	2232
280909	1916	2385
307102	1997	2540
333295	2079	2697

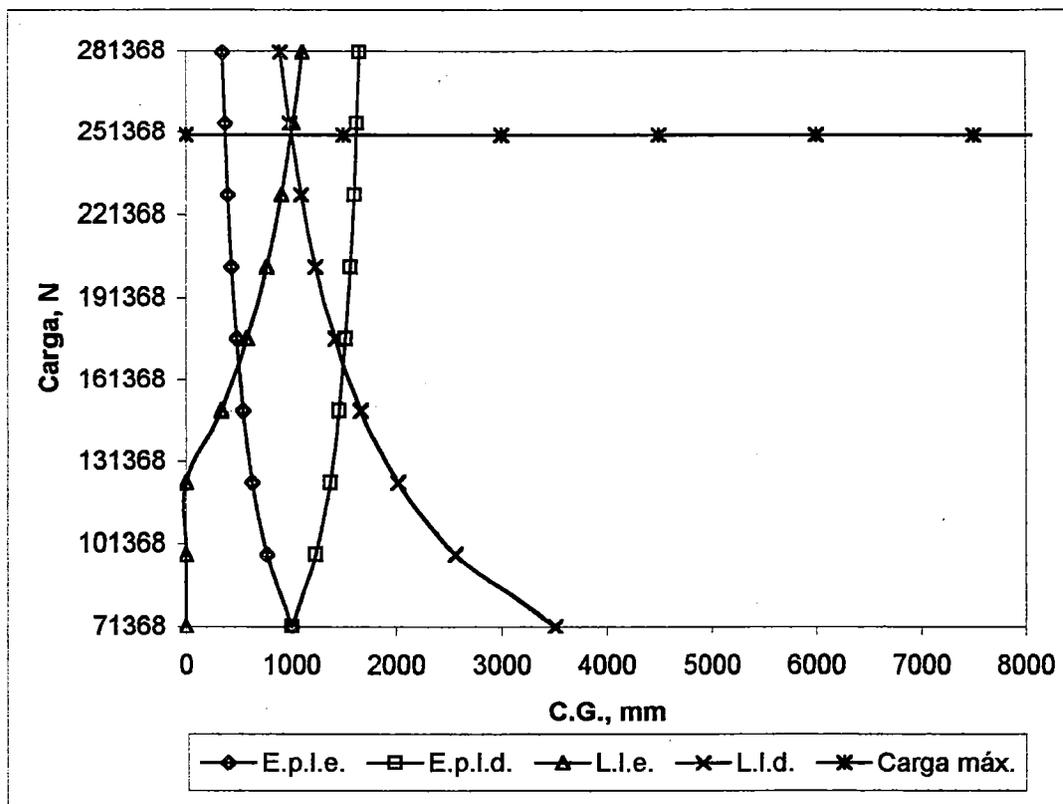


FIGURA 22 - Passeio do c.g. no plano transversal do semi-reboque real exemplo.

A área fechada dentro da qual o c.g. vertical pode ocupar qualquer posição em dependência do carregamento realizado pelo usuário é definida pelas curvas:

Centro de gravidade da carga mais próximo do pavimento ou c.g. da carga baixo (c.g.c.b.) (H_{q21}) - são as posições do c.g. vertical do semi-reboque considerando o peso da carga colocado na Estação 1 na direção vertical. $H_{q21} = 2500$ mm.

Centro de gravidade da carga mais distante do pavimento ou c.g. da carga alto (c.g.c.a.) (H_{q22}) - são as posições do c.g. vertical do semi-reboque considerando o peso da carga colocado na Estação 2 na direção vertical. $H_{q22} = 3500$ mm.

Limite de carga máxima - é o limite de peso máximo para o semi-reboque, que é calculado a partir do peso estático total das unidades da combinação veicular subtraído do peso do cavalo. Neste caso este limite é de 33,98 toneladas (333344 N).

Os valores das posições das estações de carga do semi-reboque na direção vertical foram adotados procurando considerar a maioria dos carregamentos que mais

freqüentemente são feitos neste semi-reboque no seu uso cotidiano, e respeitando também o limite de altura máxima do veículo estabelecido pela legislação.

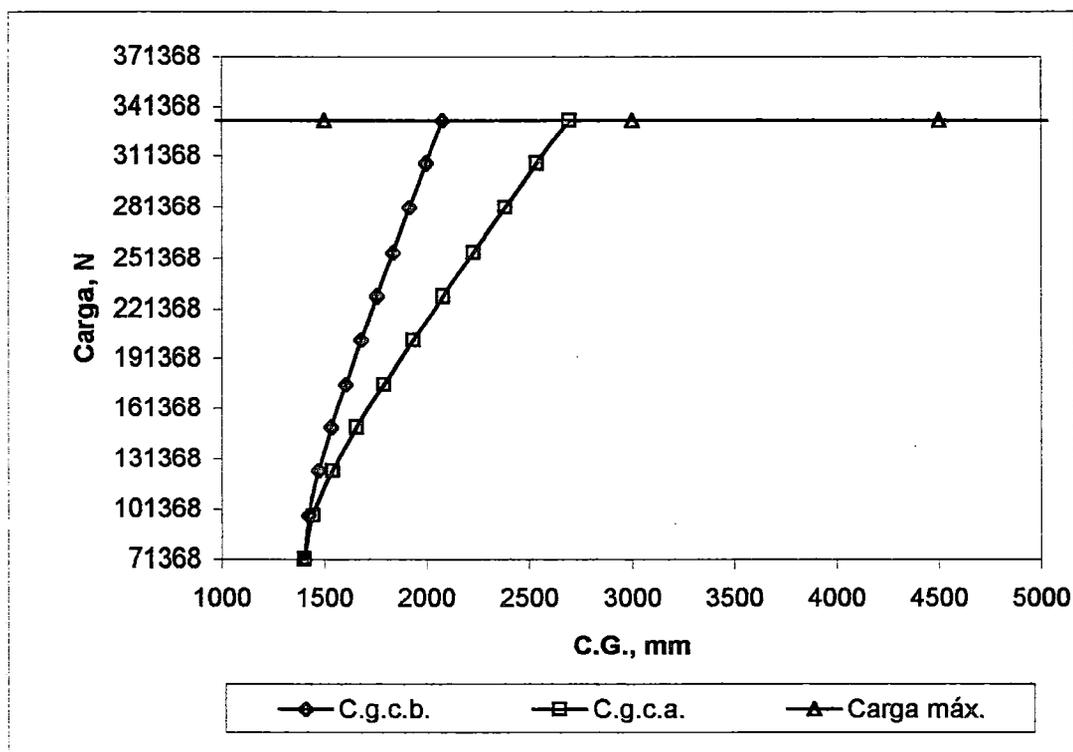


FIGURA 23 - Passeio do c.g. no plano vertical do semi-reboque real exemplo.

O passeio do centro de gravidade para o veículo combinado modificado será realizado a seguir.:

De acordo com as modificações realizadas ao veículo real exemplo já explicadas aqui anteriormente, a posição do centro de gravidade das unidades do veículo modificado muda um pouco, assim como também seus respectivos pesos. Em sentido geral a geometria do veículo é mantida a mesma.

Pelo motivo antes exposto, as estações de carga para a realização do passeio do centro de gravidade do veículo modificado serão adotadas as mesmas que para o veículo real e podem ver-se nas Figuras 17 e 18.

Os gráficos do passeio do c.g. longitudinal, transversal e vertical do veículo modificado serão realizados com ajuda das mesmas equações que para o veículo real e que foram anteriormente indicadas.

Tendo em vista que a variação do passeio do c.g. do cavalo é pequena, quando comparada com a variação do passeio do c.g. do semi-reboque, o que já foi explicado anteriormente, não será considerado aqui o passeio do c.g. do cavalo modificado, e o estudo será limitado ao passeio do c.g. do semi-reboque modificado somente.

Por isto, não serão mostrados os resultados do passeio do centro de gravidade do cavalo, tendo em consideração que sua influência no desempenho da estabilidade do veículo combinado modificado é pequena, do mesmo modo que acontece com o veículo real.

Os resultados obtidos para o passeio do c.g. do semi-reboque no plano longitudinal são mostrados na Tabela 6. O gráfico do passeio do c.g. na direção longitudinal, construído a partir dos dados da tabela anterior, mostra-se na Figura 24.

TABELA 6 - Passeio do c.g. longitudinal do semi-reboque modificado.

Carga total (W_{2p}) (N)	E.p.q.r. (Lf_{21}) (mm)	E.p.e.s. (Lf_{22}) (mm)	L.p.e.q.r. (Lf_{2QR}) (mm)	L.p.e.e.t. (Lf_{2R}) (mm)
61558	5995	5995	0	18964
86279	4850	6283	0	13530
111000	4216	6443	0	10517
135721	3812	6544	0	8601
160443	3533	6614	375	7276
185164	3328	6666	1259	6305
209885	3172	6705	1935	5562
234606	3048	6736	2469	4976
259327	2948	6761	2901	4502
284049	2866	6782	3258	4110
308770	2796	6800	3557	3781

Na Figura 24 as curvas que restringem a região sombreada são as mesmas que para o veículo real e também são os mesmos os valores adotados para elas, exceto no que respeita ao limite de peso estático sobre os eixos do semi-reboque (L.p.e.e.t.) que neste caso, para o semi-reboque de dois eixos, é de 17 toneladas (166770 N). Aqui, segundo a legislação vigente, este limite é também de 8,5 toneladas (83385 N) por

eixo. O limite de carga máxima para o semi-reboque modificado varia também sendo de 31,48 toneladas (308818 N), 2,5 toneladas (24525 N) menos que o semi-reboque real.

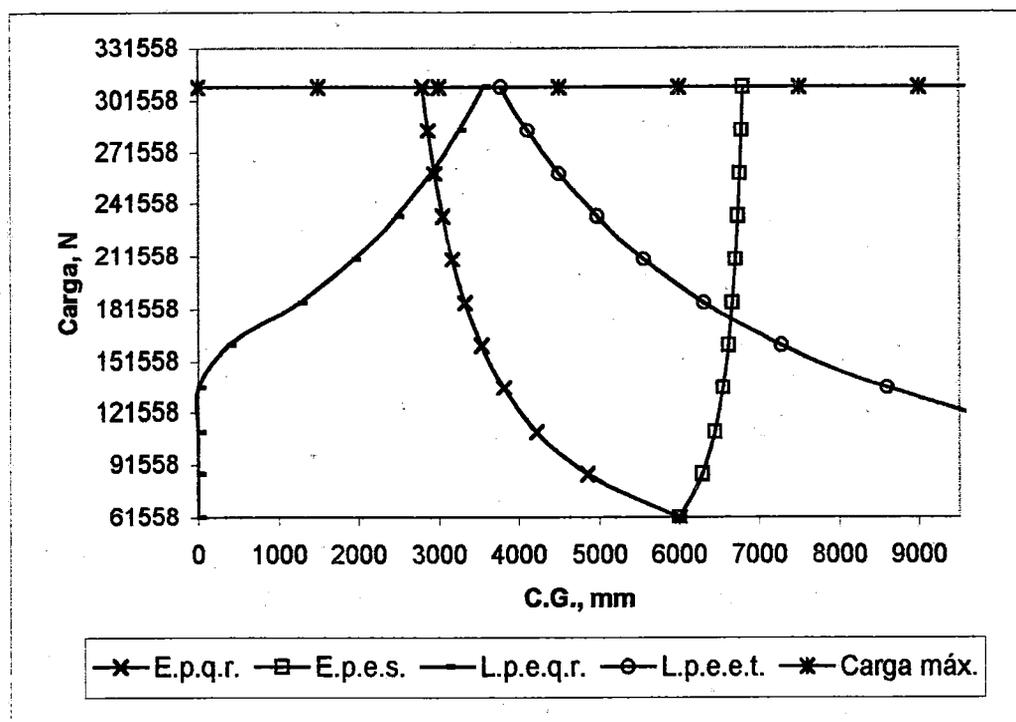


FIGURA 24 - Passeio do c.g. no plano longitudinal do semi-reboque modificado.

O passeio do c.g. no plano transversal não será considerado para o estudo do veículo modificado assumindo-se a simetria do carregamento e da massa do veículo neste plano.

Os resultados obtidos para o passeio do c.g. do semi-reboque no plano vertical são mostrados na Tabela 7. O gráfico do passeio do c.g., construído a partir dos dados da tabela anterior, é mostrado na Figura 25.

As curvas que restringem a região sombreada na Figura 25 são as mesmas que para o veículo real e também são iguais os valores adotados para elas, exceto no que respeita ao limite de carga máxima para o semi-reboque modificado que é de 31,48 toneladas (308818 N).

As modificações introduzidas no veículo combinado real podem ser perfeitamente avaliadas com ajuda dos gráficos do passeio do c.g., que indicam as novas posições do c.g. com essas modificações.

TABELA 7 – Passeio do c.g. vertical
do semi-reboque modificado.

Carga total (W_{2p}) (N)	C.g.c.b. (H_{21}) (mm)	C.g.c.a. (H_{22}) (mm)
61558	1535	1535
86279	1557	1580
111000	1604	1675
135721	1662	1793
160443	1725	1923
185164	1793	2060
209885	1863	2202
234606	1934	2347
259327	2006	2495
284049	2080	2644
308770	2154	2795

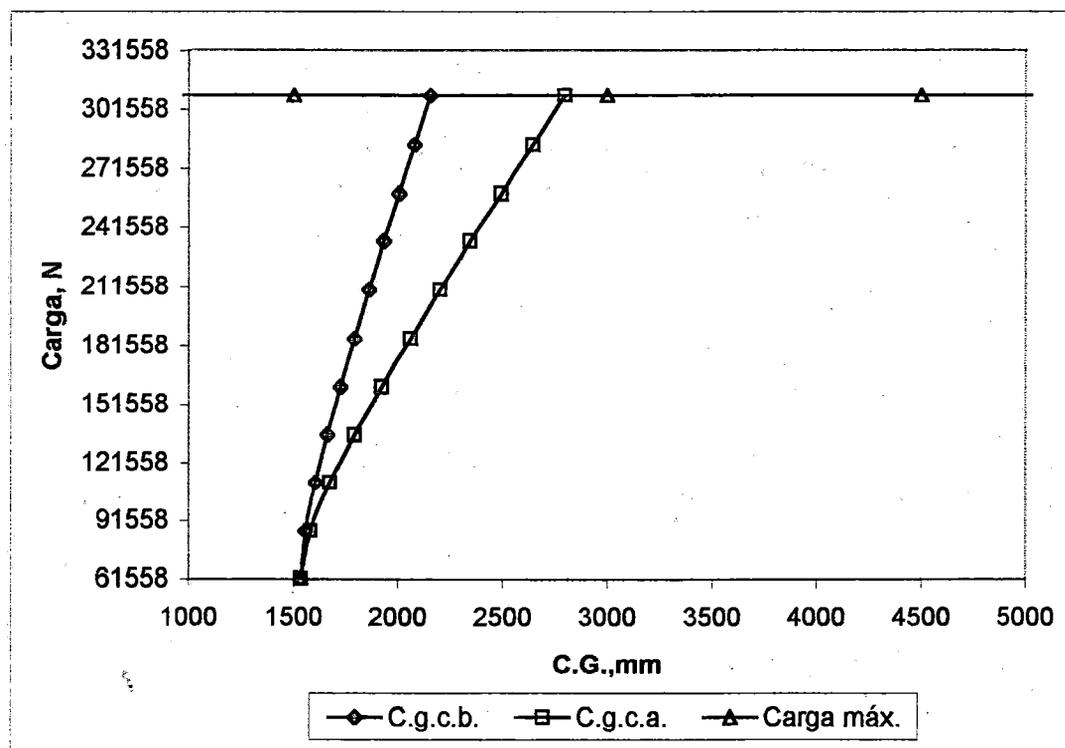


FIGURA 25 - Passeio do c.g. no plano vertical do semi-reboque modificado.

Das Figuras 24 e 25 pode-se concluir que o passeio do c.g. do veículo modificado é mais amplo que o do veículo real. Isto significa que, no caso do veículo modificado, temos mais liberdade na hora de carregá-lo, por existir um maior número de posições possíveis e permissíveis do c.g..

A desvantagem de um passeio do c.g. mais amplo pode ser uma variação maior no desempenho do veículo, o que indicaria então a necessidade de estudos mais detalhados e abrangentes.

O estudo do passeio do c.g. do veículo modificado mostrou que, neste caso, o veículo não tem uma única posição do c.g. para a condição de carga máxima, o que é uma prova de que realmente tem-se uma maior liberdade de carregá-lo. Esta é uma informação importante para posicionar a quinta roda no cavalo e no semi-reboque. Por sua vez, a posição da quinta roda tem uma grande influência no valor da velocidade crítica, como pode-se ver-se na Figura 26.

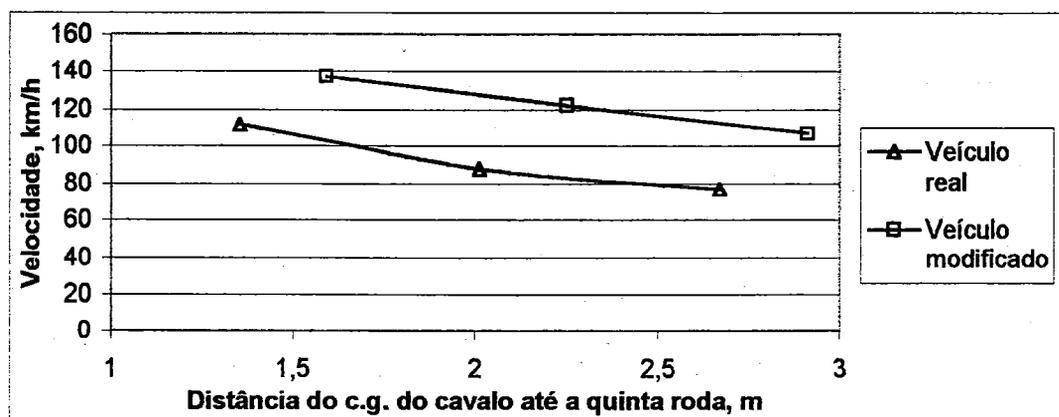


FIGURA 26 - Influência da posição da quinta roda na velocidade crítica¹ do veículo.

A posição da quinta roda incide diretamente na margem de estabilidade do veículo sendo que a posição adiantada com relação ao eixo traseiro do cavalo vai elevar o valor da velocidade crítica, o que é benéfico para a segurança veicular.

Em geral, a forma do passeio do veículo modificado, quando comparado com a forma do passeio do veículo real, mostra diferenças no posicionamento longitudinal e vertical do c.g. nas suas posições mais extremas (posição mais alta, posição mais

¹ O valor da velocidade crítica é determinado pelo valor de velocidade a partir do qual surge pelo menos uma posição do c.g. com amortecimento negativo (veículo em condição instável).

próxima da quinta roda, posição mais próxima dos eixos do semi-reboque e posição mais baixa), que podem ser significativas para o desempenho do veículo. A posição do c.g no plano longitudinal e vertical tem uma enorme influência na distribuição dos pesos dinâmicos nos eixos, sendo que em uma trajetória curvilínea interfere na estabilidade com relação ao escorregamento lateral das rodas e ao tombamento do veículo; e em trajetórias retilíneas, com a aplicação de esforços de desaceleração ou sem eles, interfere no desempenho e na estabilidade do veículo. Isto poderá ser visto no próximo capítulo onde serão mostrados os resultados da pesquisa da estabilidade direcional dos veículos em estudo com a utilização da técnica do passeio do centro de gravidade do semi-reboque.

5. RESULTADOS

5.1. Introdução

Aplicando-se o procedimento metodológico descrito anteriormente, e partindo do modelo matemático e as ferramentas computacionais desenvolvidas para o cálculo, pode-se entrar na consideração analítica da estabilidade direcional das combinações veiculares objeto de nossa pesquisa, sendo factíveis de ser realizados vários estudos de acordo com a definição das condições iniciais.

As possibilidades de estudo consideram a variação das condições iniciais de parâmetros tais como a velocidade de avanço do veículo, o raio de giro durante a realização de uma curva, a carga sobre o semi-reboque, o momento de inércia correspondente a cada carregamento, a posição da quinta roda, a geometria da combinação veicular, o numero de eixos de cada unidade veicular, as propriedades dos pneumáticos, e outros. Além disto, cada estudo pode ser realizado para uma posição fixa do c.g. do semi-reboque ou considerando diferentes posições que o c.g. pode ocupar de acordo com o estudo do passeio do centro de gravidade antes aqui apresentado.

Para cada estudo desenvolvido podemos obter muitos gráficos e tabelas que representam o comportamento dos parâmetros do veículo para as condições iniciais dadas, sendo razoável apresentar então, neste trabalho, apenas alguns estudos e os gráficos mais representativos que possibilitem a melhor análise dos resultados obtidos e a adequada apresentação dos mesmos.

5.2. Estabilidade direcional durante movimentos retilíneos (com posição fixa do centro de gravidade)

A condição de movimento retilíneo para o veículo combinado real (cavalo LS 1941 da MBB e semi-reboque FNV – CARGA SECA da FNV) com carga total e de comprimento médio, e com o c.g. colocado na posição fixa determinada através do passeio do c.g., é mostrada a continuação na Figura 27.

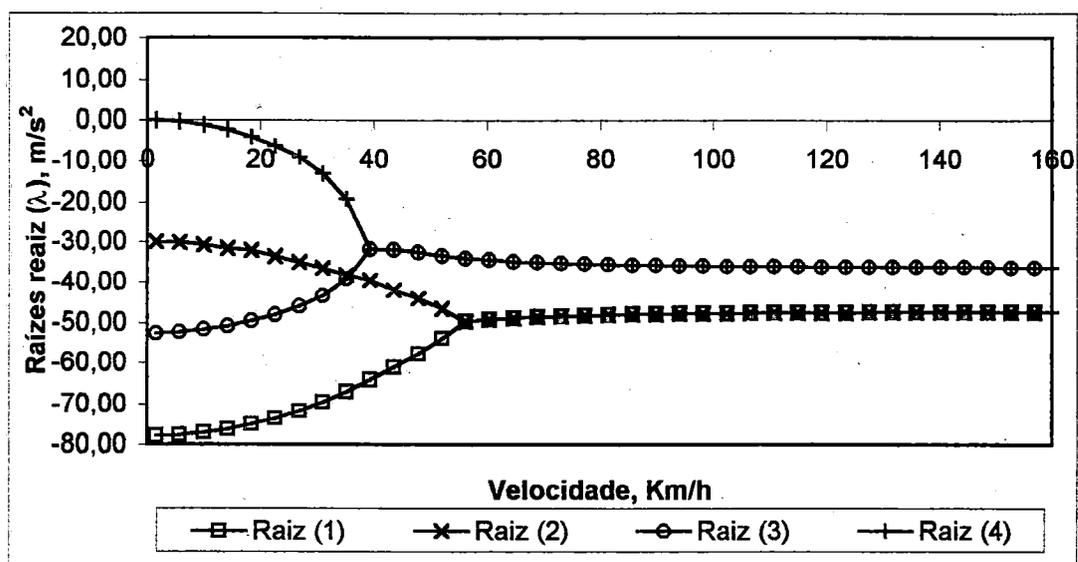


FIGURA 27 - Raízes reais para o movimento do veículo real na reta em condição de carregamento total e comprimento médio da carga.

Na Figura 27 podemos ver que as raízes reais, para esta condição de movimento, são negativas, indicando que o veículo vai manter-se estável. O que varia é o modo da resposta temporária ante uma perturbação, podendo-se realizar a seguinte análise: Até a velocidade aproximada de 40 km/h a resposta será a soma de quatro movimentos, todos exponenciais e convergentes. Daí e até aproximadamente 56 km/h a resposta é a soma de dois movimentos exponenciais e outro movimento oscilatório (associado com o movimento de resposta do semi-reboque) todos convergentes. Daí em diante a resposta será a soma de dois movimentos oscilatórios sempre convergentes (oscilações amortecidas).

Assim observa-se como o modo da resposta dependerá da composição das raízes da equação característica, sendo que as respostas exponenciais ou oscilatórias

serão determinadas pela existência de raízes com parte real somente ou com parte real e imaginária ao mesmo tempo (par complexo) respectivamente.

Na Figura 28 são mostradas as taxas de amortecimento para a condição anterior. É evidente que a partir de que a resposta do veículo começa a ser oscilatória as taxas de amortecimento diminuem, chegando a ser baixas a partir de uma velocidade de 140 km/h aproximadamente, tendo já aqui o movimento do veículo implicações com a segurança.

Nesta Figura não são mostradas as taxas com valores maiores que um (amortecimento supercrítico) por não serem de interesse em nossa análise. Este critério será mantido para este tipo de gráfico quando apresentado daqui em diante.

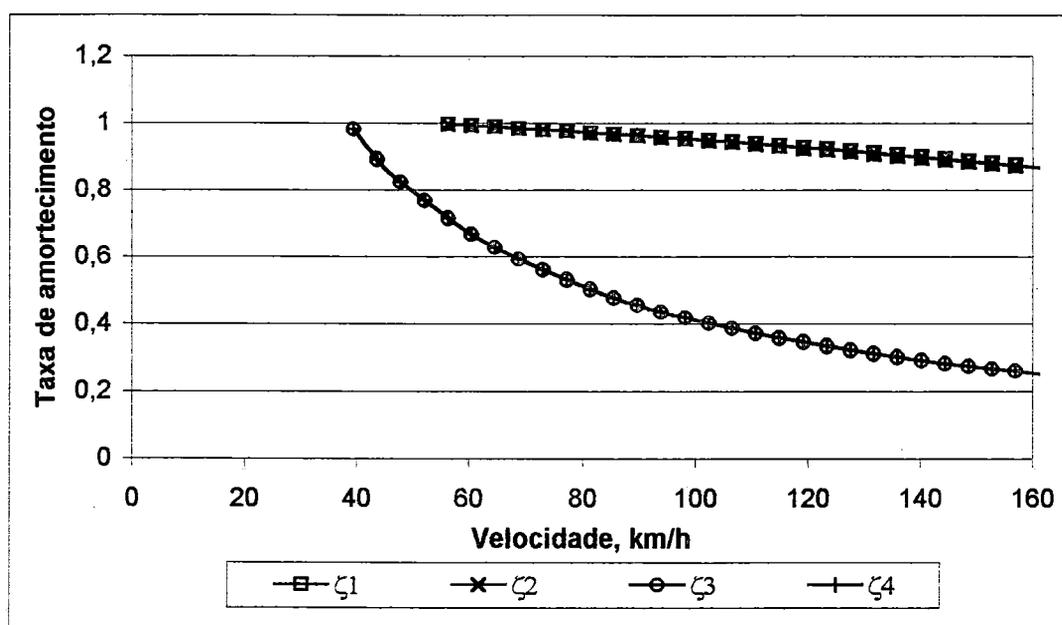


FIGURA 28 - Taxas de amortecimento para o movimento do veículo real na reta em condição de carregamento total e comprimento médio da carga.

Nos gráficos anteriores pode-se observar como as condições de estabilidade do veículo, movimentando-se em uma trajetória retilínea e com valores constantes dos outros parâmetros, estão diretamente relacionadas com o aumento da velocidade de avanço, o que coloca a combinação veicular em condições de movimentos de resposta oscilatórios amortecidos, mas mais prolongados no tempo.

5.3. Estabilidade direcional durante movimentos curvilíneos (com posição fixa do centro de gravidade)

Para movimentos curvilíneos, além da influência da velocidade de avanço, é importante ter em consideração também o raio de curva e a velocidade de tombamento do veículo. Na Figura 29 é apresentado o gráfico das raízes reais para o movimento do veículo em uma curva de raio pequeno (75 m), sem inclinação lateral da pista, com carga total e de comprimento médio, e com o c.g. colocado na posição fixa determinada através do passeio do c.g.

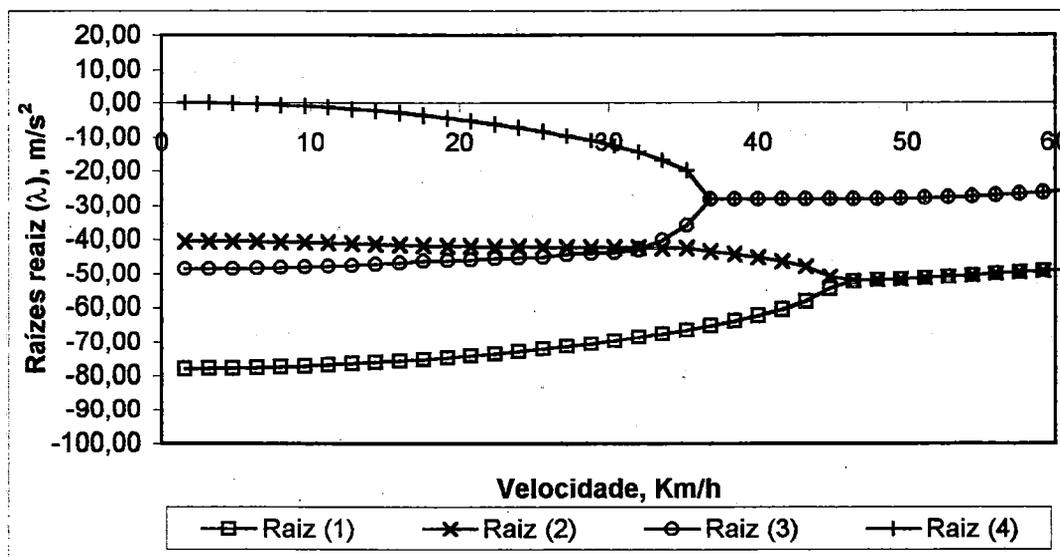


FIGURA 29 - Raízes reais para o movimento do veículo real na curva de raio 75 m, em condição de carregamento total e comprimento médio da carga.

Da Figura 29 podemos ver que as raízes reais para esta condição de movimento são negativas até a velocidade de tombamento (60 km/h). O modo da resposta transitória muda a partir de 37 km/h, sendo a soma de dois movimentos oscilatórios amortecidos a partir de aproximadamente 46 km/h e até a velocidade de tombamento do veículo.

Com relação às taxas de amortecimento vemos na Figura 30 que a partir de que a resposta do veículo começa a ser oscilatória elas diminuem, mantendo-se com valores relativamente altos até a proximidade da velocidade de tombamento do veículo. Aqui os altos valores das taxas de amortecimento (próximos do amortecimento crítico) não são uma condição totalmente desejável pois acontece

que, do mesmo modo que para as taxas baixas, o tempo de resposta requerido para que o veículo volte à condição inicial antes da perturbação é maior. Este fato está relacionado com o valor pequeno do raio de giro já que a redução dele diminui o valor das velocidades de tombamento que são afetadas por uma maior influência da força centrífuga. Consequentemente a baixa estabilidade, que apresenta-se com o incremento da velocidade do veículo, não é observada ainda para raios de curva pequenos.

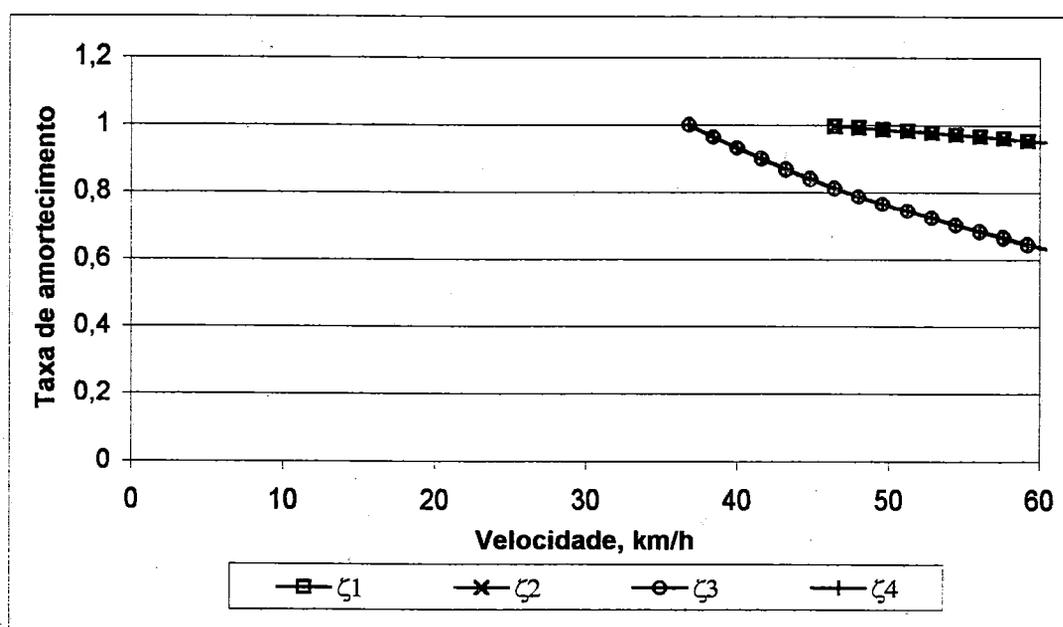


FIGURA 30 - Taxas de amortecimento para o movimento do veículo real na curva de raio 75 m em condição de carregamento total e comprimento médio da carga.

Assim, na Figura 31 mostramos o desempenho do veículo na estabilidade realizando uma curva de raio grande (500 m) e nas mesmas condições anteriores. Para esta condição de movimento o veículo continua sendo estável até a velocidade de tombamento (neste caso de 156 km/h). O modo da resposta entre 40 e 56 km/h será a soma de dois movimentos exponenciais e um movimento oscilatório associado ao semi-reboque, e daí e até a velocidade de tombamento será a soma de dois movimentos oscilatórios. Da Figura 31 observa-se que para curvas de raio grande as

taxas de amortecimento são baixas em altas velocidades, principalmente em velocidades próximas do valor da velocidade de tombamento.

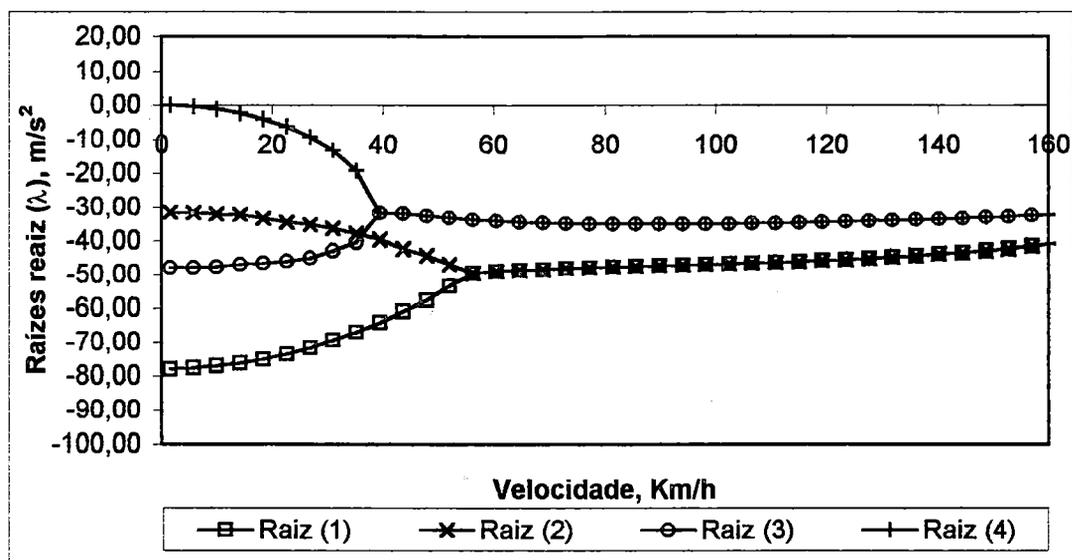


FIGURA 31 - Raízes reais para o movimento do veículo real na curva de raio 500 m, em condição de carregamento total e comprimento médio da carga.

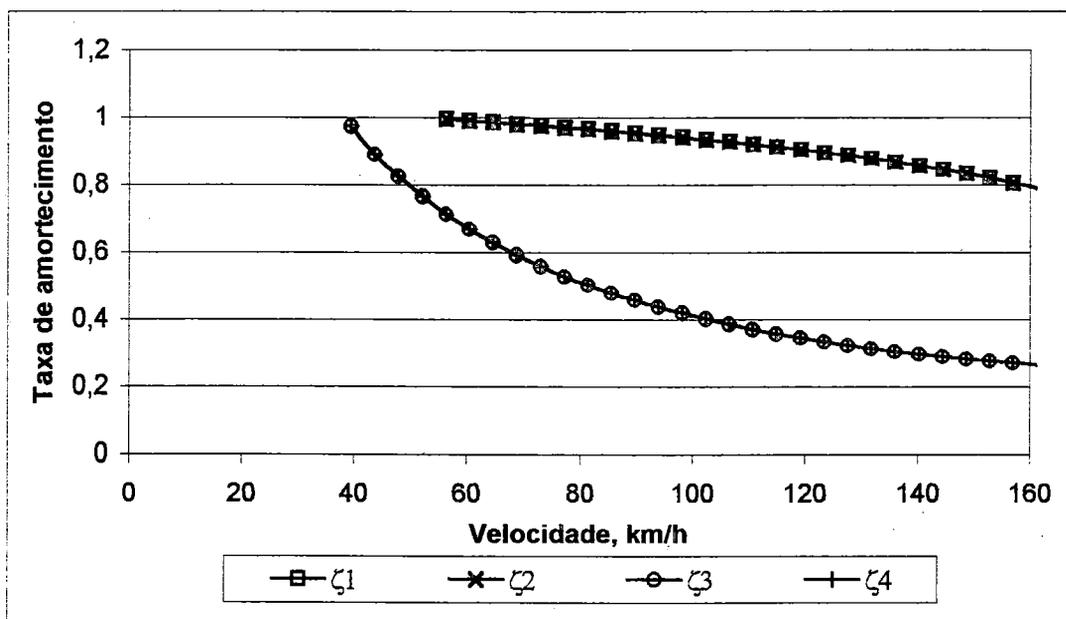


FIGURA 32 - Taxas de amortecimento para o movimento do veículo real na curva de raio 500 m em condição de carregamento total e comprimento médio da carga.

5.4. Estabilidade direcional considerando o passeio do centro de gravidade

A consideração do passeio do c.g. para o estudo da estabilidade direcional permite prever o desempenho do veículo para qualquer condição operacional de carregamento. A seguir são apresentados os gráficos que mostram as condições de estabilidade do veículo considerando as diferentes posições que o c.g. poderia ocupar. Assim são mostradas as raízes da equação característica no plano complexo com o objetivo de identificar a existência de raízes positivas para uma determinada posição do c.g. e são definidas as taxas de amortecimento para cada uma das posições do c.g. determinadas para o estudo.

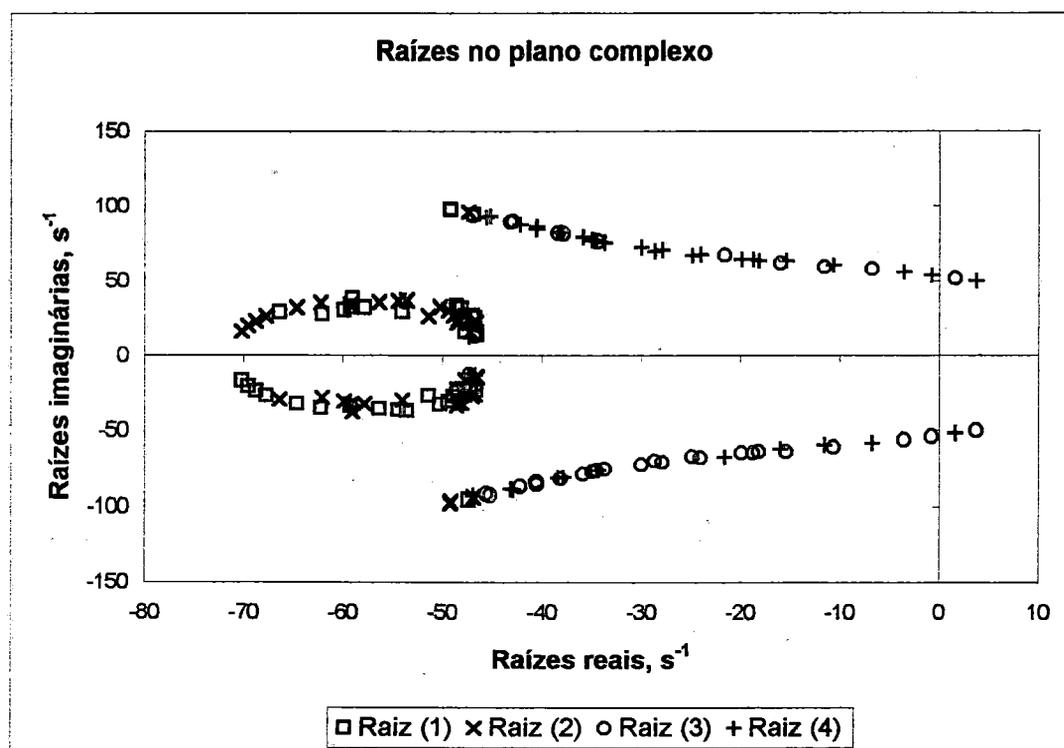


FIGURA 33 - Raízes no plano complexo para o veículo real movimentando-se na reta com velocidade de 100 km/h.

No plano complexo observa-se que existem valores das raízes nos quadrantes da direita (raízes reais positivas ou raízes com parte real positiva) o que indica que existem posições do c.g. do veículo para as quais o comportamento dele será instável. Para determinar em quais posições e condições de carregamento acontece a

perda de estabilidade é necessário avaliar os valores das taxas de amortecimento em cada uma das posições possíveis do centro de gravidade. Nas Figuras 34 e 35, os pontos representam as posições na direção longitudinal e vertical que pode ocupar o c.g. do conjunto carga – unidade rebocada, e os valores ao lado destes pontos são os valores das taxas de amortecimento¹ dos movimentos associados ao cavalo (raízes 1 e 2) ou ao semi-reboque (raízes 3 e 4). Da Figura 35 pode-se concluir a existência de duas posições do c.g. na traseira do semi-reboque onde o veículo torna-se instável (amortecimento negativo)², assim como outras posições próximas destas onde o valor do amortecimento baixo pode comprometer a estabilidade. Para estas mesmas posições na Figura 34 pode-se ver que os valores das taxas para as raízes 1 e 2 são muito altos, o que também não é favorável.

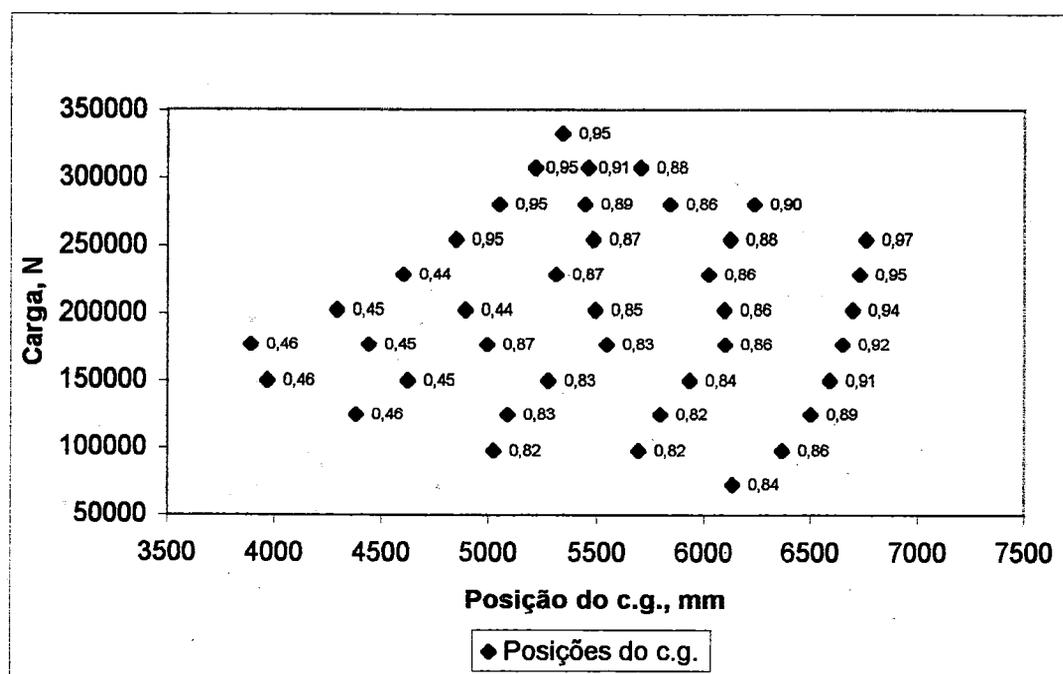


FIGURA 34 - Taxas de amortecimento correspondentes as raízes 1 e 2 para cada posição do c.g. do veículo real, na reta e a velocidade de 100 km/h.

¹ Nos rótulos das Figuras os valores das taxas de amortecimento iguais a um ($\zeta = 1,00$) realmente significam amortecimentos maiores ou iguais a um ($\zeta \geq 1$).

² Nos rótulos das Figuras os valores das taxas de amortecimento negativo indicam-se em negrito e entre parênteses, e os de amortecimento positivo considerados baixos indicam-se em itálico.

Deve-se prestar atenção aqui ao fato de que as posições do c.g. para as quais as condições de estabilidade são piores não coincidem com as posições do c.g. em carga máxima e também não coincide com as do veículo sem carregamento (vazio), o que mostra a importância que tem, para este tipo de estudo, o uso da técnica de balanceamento estático (passeio do c.g.).

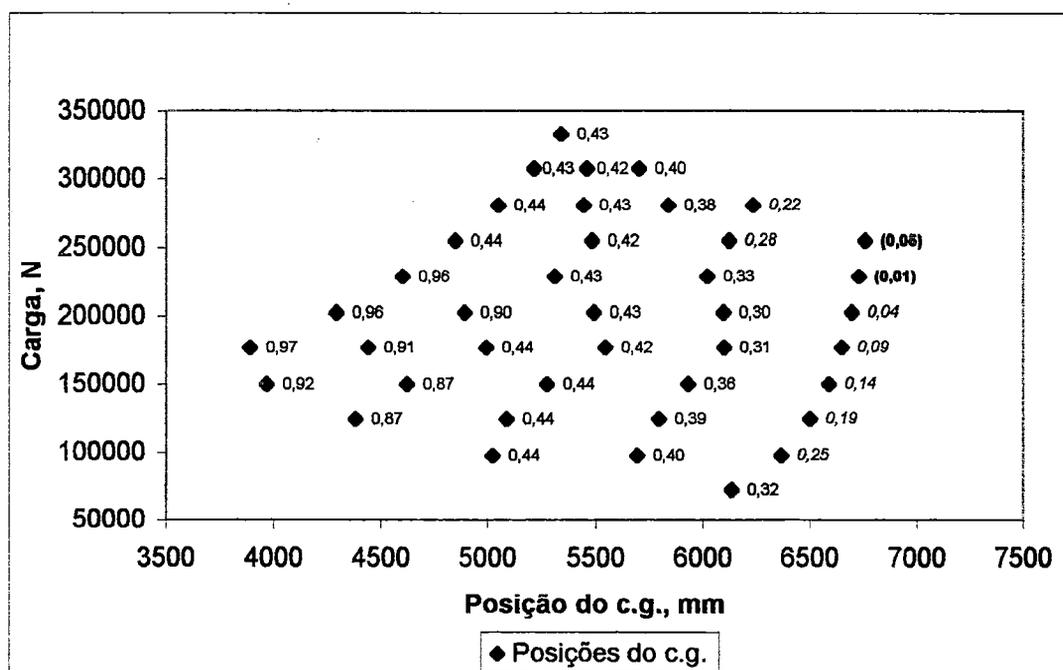


FIGURA 35 - Taxas de amortecimento correspondentes as raízes 3 e 4 para cada posição do c.g. do veículo real, na reta e a velocidade de 100 km/h.

As raízes reais, para a pior posição do c.g. na condição anterior de movimento do veículo, são mostradas na Figura 36. Aqui pode ser visto que o veículo começa a ter respostas oscilatórias divergentes (torna-se instável) aproximadamente a 90 km/h.

Pode-se ver também como a posição no plano longitudinal do c.g. influi no valor da velocidade a partir do qual o modo da resposta muda. Assim, uma posição do c.g. mais próxima dos eixos traseiros do semi-reboque ocasiona o surgimento de movimentos de resposta oscilatórios nesta unidade a velocidades mais baixas que quando o c.g. fica mais próximo da quinta roda. Para o cavalo a influência da posição do c.g. do semi-reboque tem um efeito contrário ao explicado anteriormente, sendo que o c.g. mais próximo dos eixos do semi-reboque aumenta o valor da velocidade

para o qual começam os movimentos de resposta oscilatórios associados com os movimentos de resposta do cavalo.

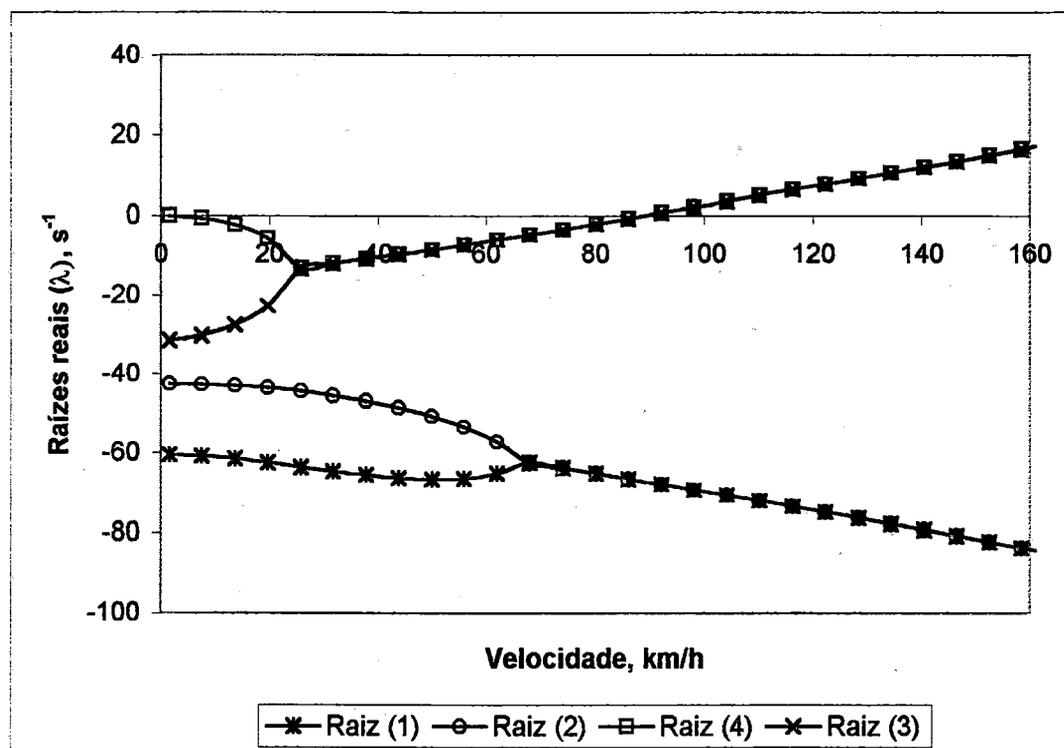


FIGURA 36 - Raízes reais para a posição do c.g. mais próxima dos eixos do semi-reboque, veículo real na reta.

Para a condição do veículo realizando uma curva de raio pequeno (75m) e a uma velocidade próxima do valor da velocidade de tombamento¹ vemos, nas Figuras 37 e 38, que em algumas das posições do c.g. mais próximas aos eixos traseiros do semi-reboque existem baixos ou muito altos valores das taxas de amortecimento, o que compromete a resposta transitória do veículo.

As raízes reais para a pior posição do c.g. (a mais próxima dos eixos traseiros do semi-reboque), na condição anterior de movimento do veículo, são mostradas na Figura 39. Pode ser visto que a resposta do veículo, a partir de 25 km/h é uma soma de dois movimentos exponenciais e um oscilatório apresentando baixas taxas de amortecimento na proximidade da velocidade de tombamento (para esta posição 64 km/h aproximadamente). Também observa-se que com a posição do c.g. mais

próxima dos eixos traseiros do semi-reboque leva o cavalo a não mostrar movimentos de resposta de tipo oscilatórios antes de alcançar a velocidade de tombamento, apresentando ainda taxas de amortecimento muito altas nesta posição do c.g., o que é desfavorável.

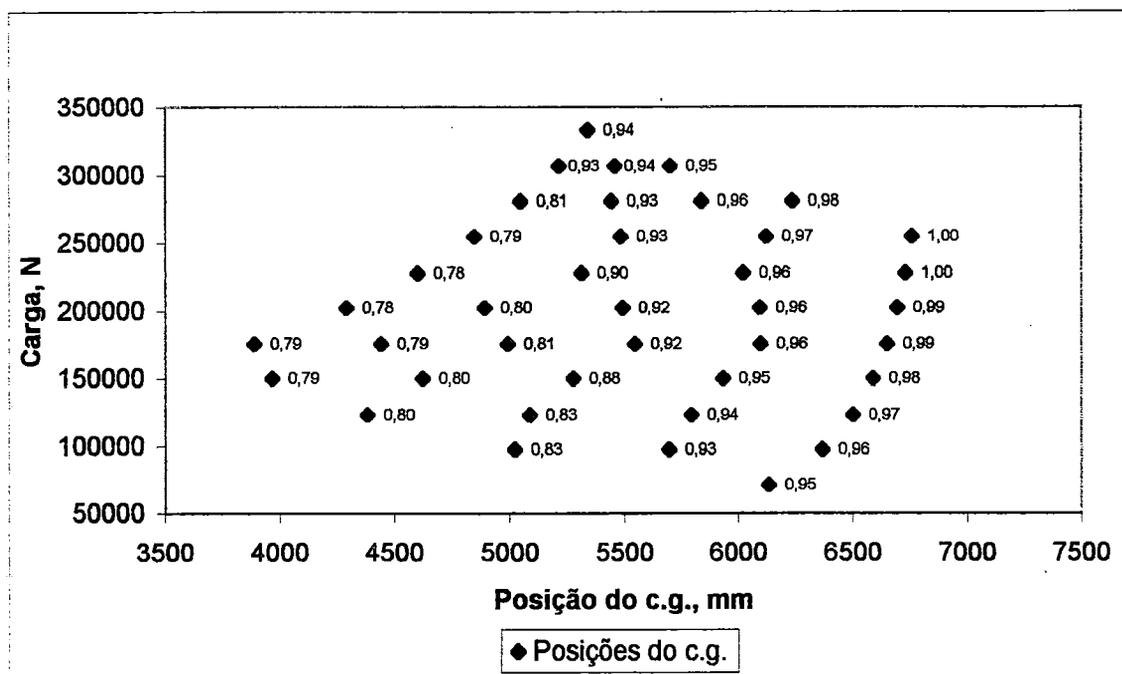


FIGURA 37 - Taxas de amortecimento correspondentes as raízes 1 e 2 para cada posição do c.g. do veículo real, na curva de raio 75 m e velocidade de 55 km/h. (Observação: $\zeta = 1,00$ significa realmente $\zeta \geq 1$)

Nas Figuras 40 e 41 vemos que para raios de curva médios (250 m) já apresentam-se posições do c.g. com taxas de amortecimento negativas para velocidades inferiores à velocidade de tombamento do veículo (neste caso 110 km/h). Outras posições próximas dos eixos traseiros do semi-reboque apresentam também taxas positivas muito baixas. Na Figura 42 pode-se constatar como para a pior posição do passeio do c.g. nesta condição existe um intervalo de velocidades entre 87 e 113 km/h para o qual o veículo combinado apresentará comportamento instável. Também para este raio de curva médio já apresentam-se movimentos de resposta de tipo oscilatório associados com o cavalo a partir de 67 km/h.

¹ Neste caso a velocidade de tombamento de referencia será a menor entre as velocidades de tombamento correspondentes a cada posição do c.g. determinada para este estudo

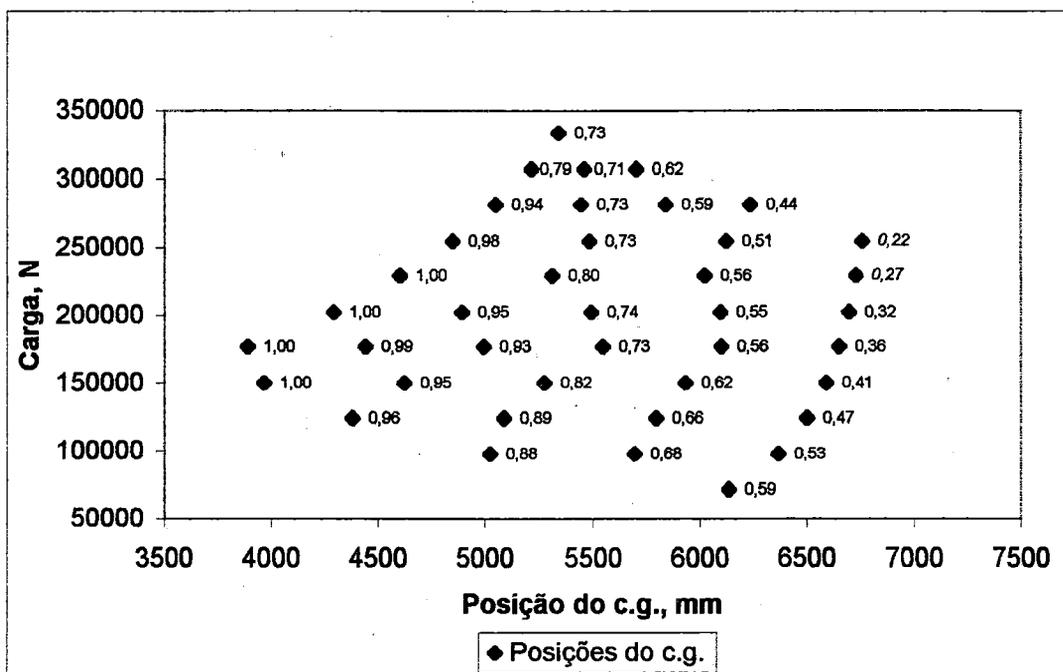


FIGURA 38 - Taxas de amortecimento correspondentes as raízes 3 e 4 para cada posição do c.g. do veículo real, na curva de raio 75 m e velocidade de 55 km/h. (Obs.: $\zeta = 1,00$ significa realmente $\zeta \geq 1$).

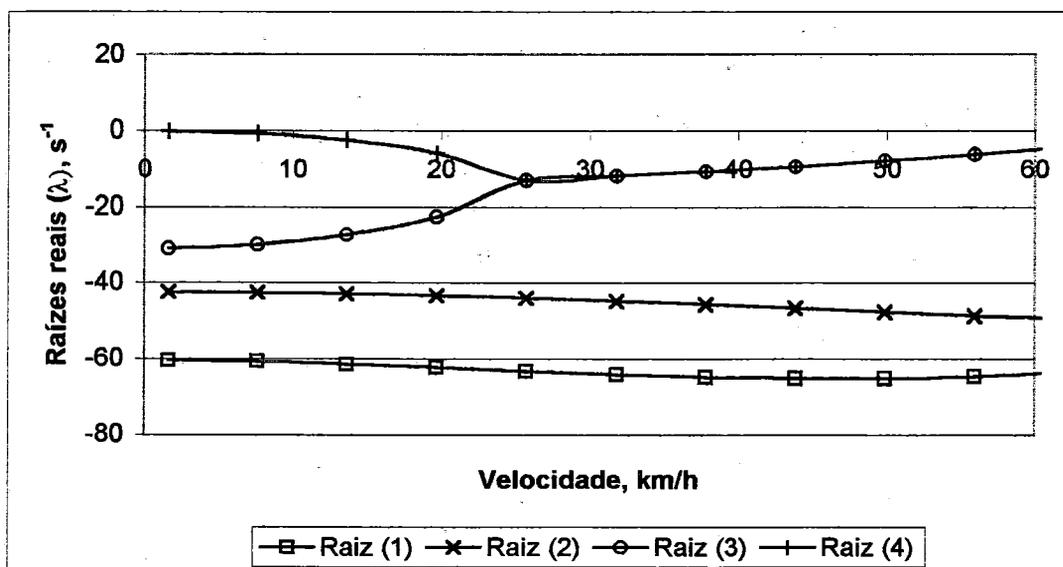


FIGURA 39 - Raízes reais para a posição do c.g. com menor valor da taxa de amortecimento, veículo real, na curva de raio 75 m.

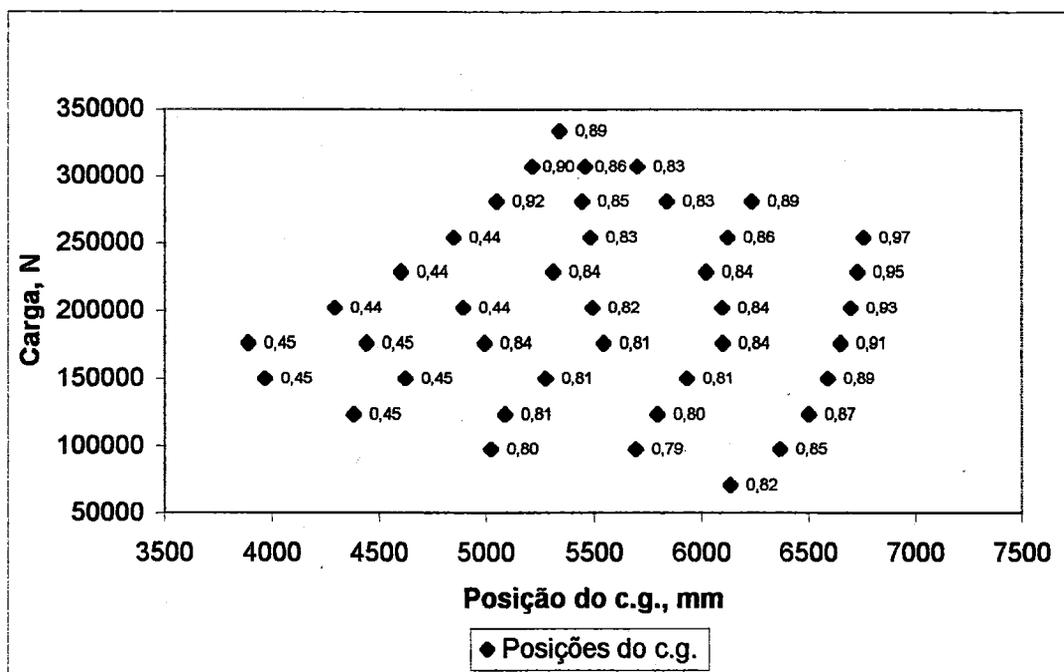


FIGURA 40 - Taxas de amortecimento, raízes 1 e 2, para cada posição do c.g. do veículo real, na curva de raio 250 m e velocidade de 100 km/h.

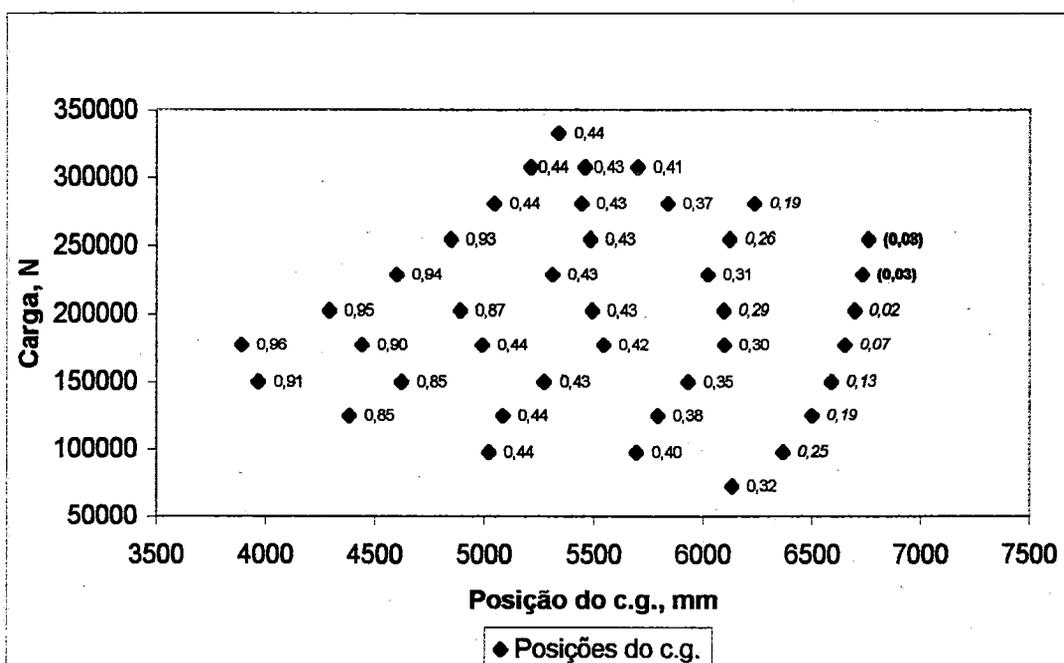


FIGURA 41 - Taxas de amortecimento, raízes 3 e 4, para cada posição do c.g. do veículo real, na curva de raio 250 m e velocidade de 100 km/h.

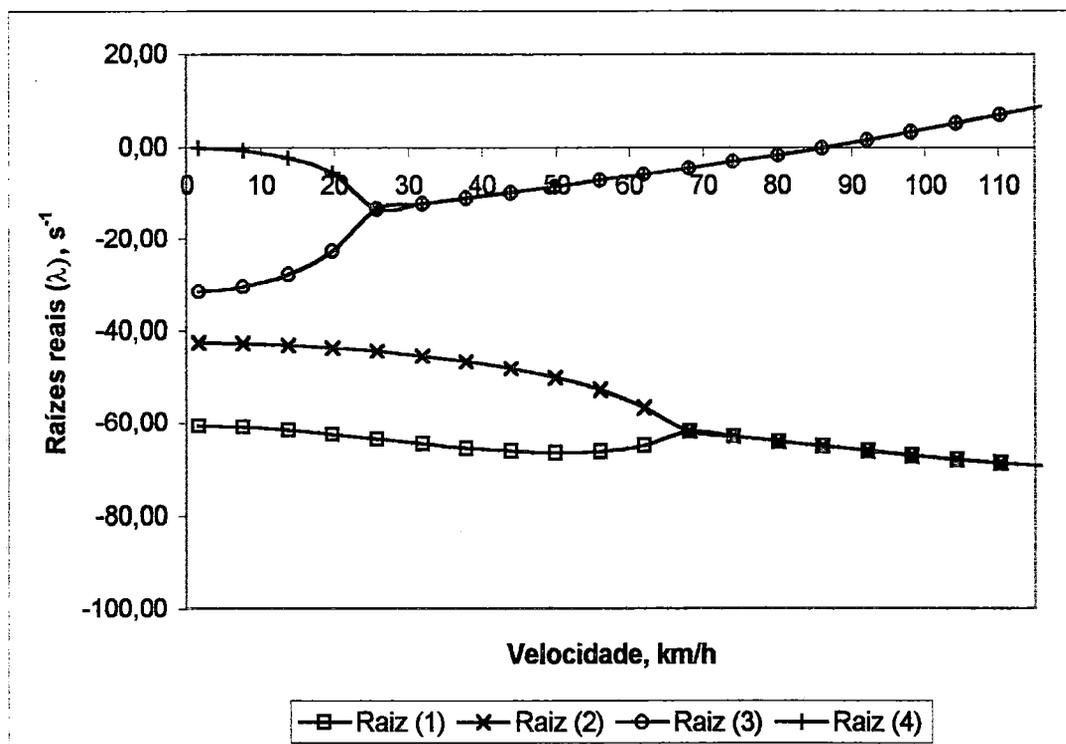


FIGURA 42 - Raízes reais para a posição do c.g. com menor valor da taxa de amortecimento, veículo real, na curva de raio 250 m.

A posição do c.g. mais próxima dos eixos traseiros do semi-reboque, tendo uma altura que não é a maior de todas, de acordo com o passeio do c.g., é a que apresenta as maiores instabilidades antes da velocidade de tombamento. Pelo contrário, a posição do c.g. mais alta (peso total máximo), tendo os valores mais baixos da velocidade de tombamento, apresenta melhores condições de estabilidade nas velocidades que antecedem o tombamento.

Nas Figuras 43 e 44 mostra-se o comportamento do veículo para uma curva de raio grande (500 m) e próximo da velocidade de tombamento.

Para esta condição o veículo terá comportamento instável para um maior número de posições, sempre próximas dos eixos traseiros do semi-reboque, assim como apresentará baixos valores das taxas de amortecimento para um grande número de posições do c.g., o que se explica pela alta velocidade em que está sendo realizada a curva de raio grande. Aqui o veículo está colocado em uma velocidade anterior e próxima da velocidade de tombamento, que neste caso é de 155 km/h .

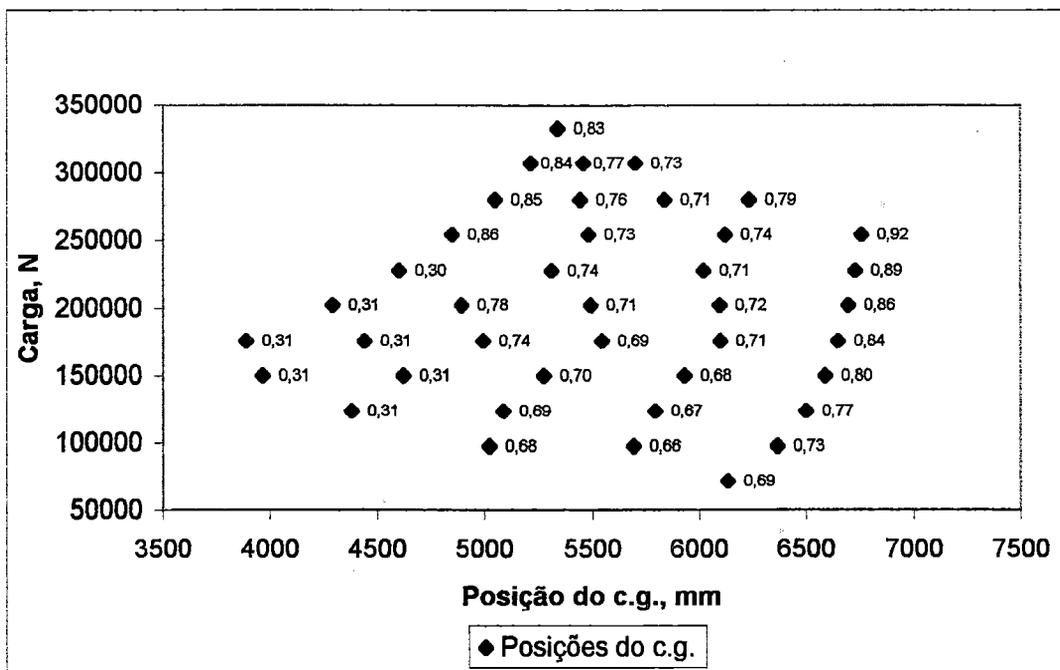


FIGURA 43 - Taxas de amortecimento correspondentes as raízes 1 e 2 para cada posição do c.g. do veículo real, na curva de raio 500 m e velocidade de 145 km/h.

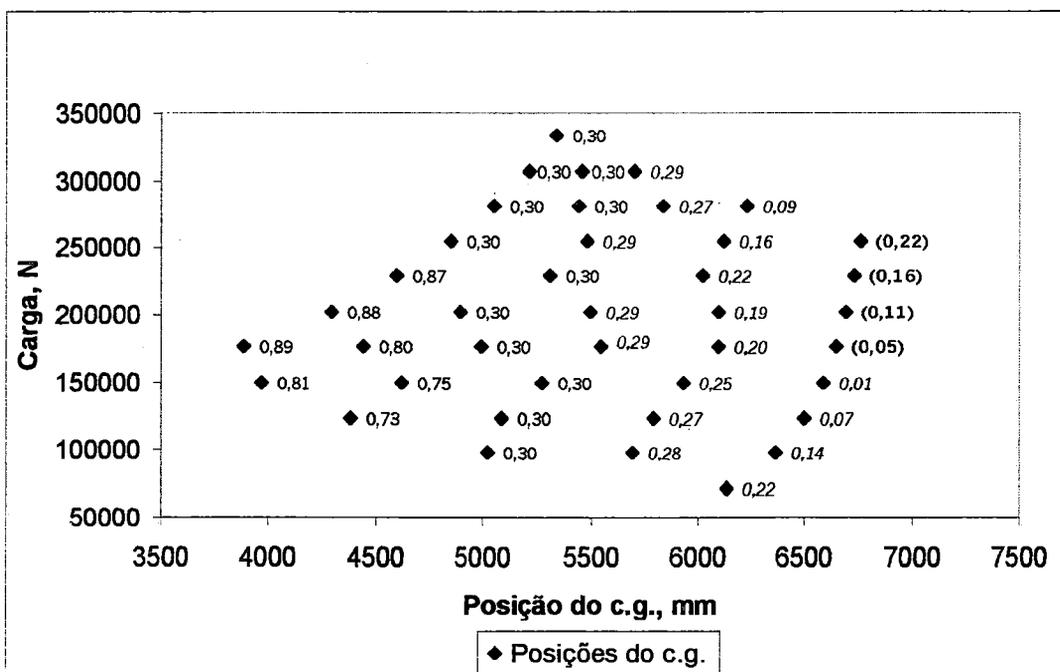


FIGURA 44 - Taxas de amortecimento, raízes 3 e 4, para cada posição do c.g. do veículo real, na curva de raio 500 m e velocidade de 145 km/h.

Na Figura 45 mostra-se o comportamento do veículo para a condição de movimento anterior e com o c.g. na posição que apresenta o amortecimento negativo maior. Pode-se ver que a partir de 89 km/h e até a velocidade de tombamento o veículo será instável.

E interessante constatar aqui que para uma mesma posição do c.g. e em iguais condições de movimento do veículo o modo da resposta será similar a partir de determinado valor do raio de curva (comparem-se as Figuras 42 e 45).

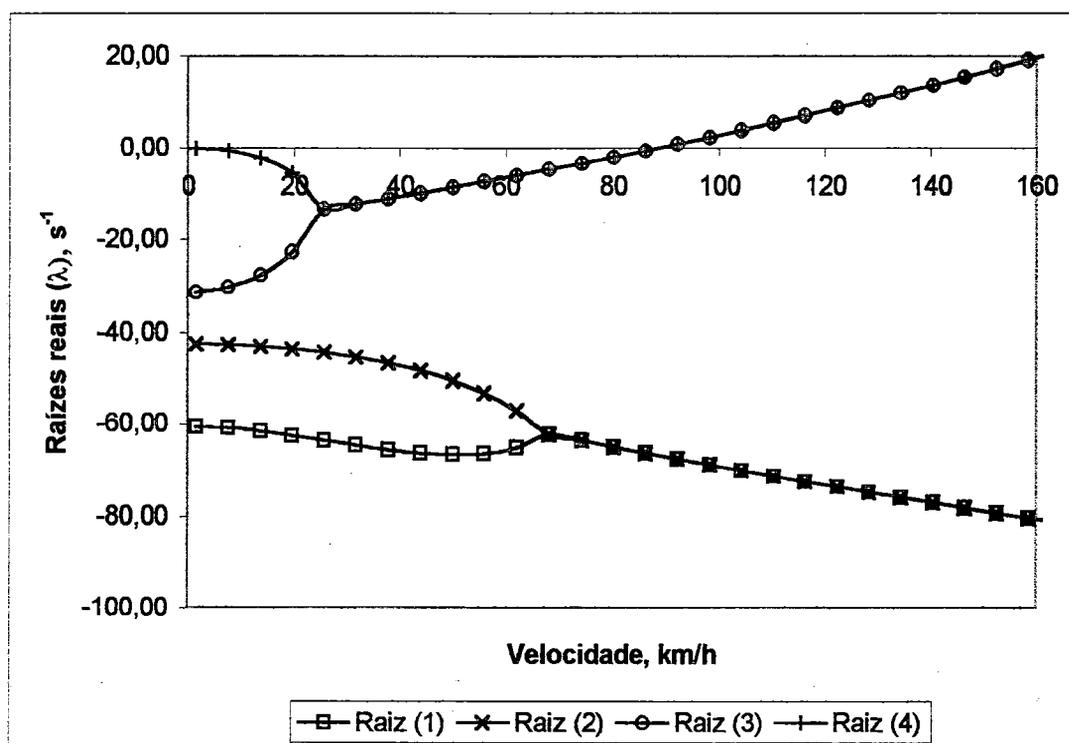


FIGURA 45 - Raízes reais para a posição do c.g. com menor valor da taxa de amortecimento, veículo real, na curva de raio 500 m.

Foi observado também que a partir de raios de curva de aproximadamente 200 m o veículo sempre apresenta posições do c.g. para as quais seu comportamento é instável em velocidades maiores de 90 km/h aproximadamente e até a velocidade de tombamento. Na medida que o raio de curva é maior, aumenta-se o número de posições do c.g. com amortecimento negativo ou com amortecimento positivo muito baixo, mas sempre a partir de 90 km/h, independentemente do valor do raio de curva.

5.5 Estabilidade direcional considerando a variação da massa do veículo.

A grande variabilidade da massa deste tipo de veículo tem uma influência considerável no seu desempenho na estabilidade. A seguir mostra-se vários gráficos para movimentos do veículo sem carga no semi-reboque.

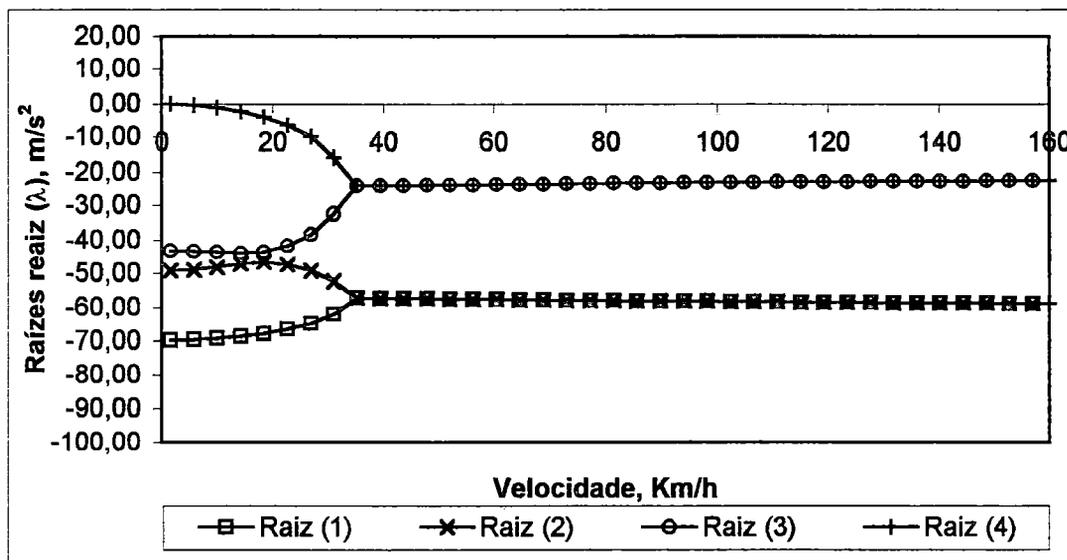


FIGURA 46 - Raízes reais para o movimento do veículo real na reta sem carregamento no semi-reboque (vazio).

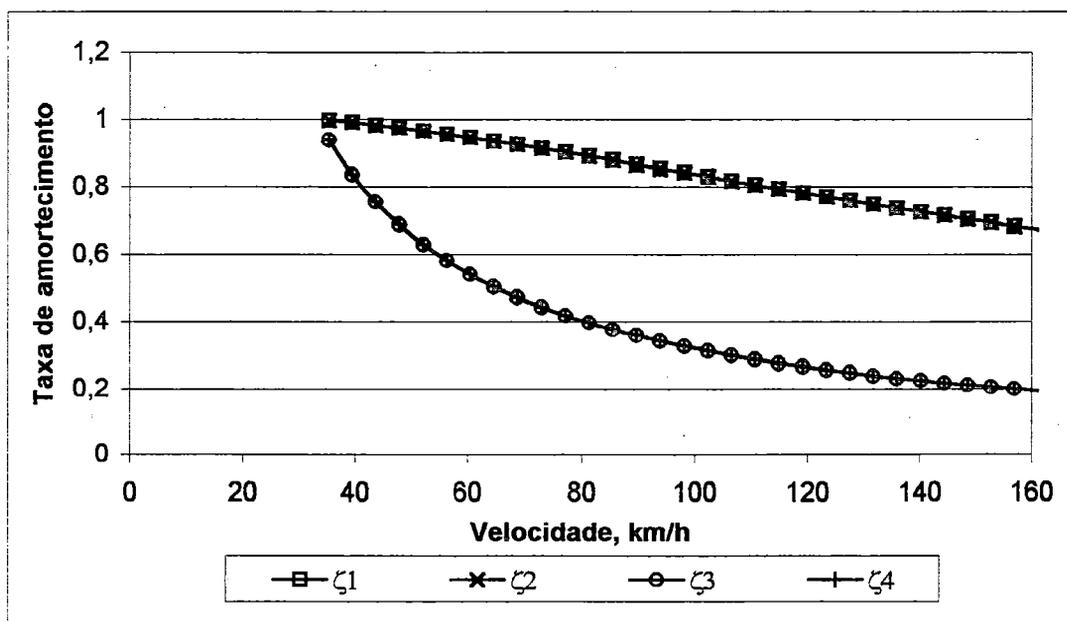


FIGURA 47 - Taxas de amortecimento para o movimento do veículo real na reta sem carregamento (vazio).

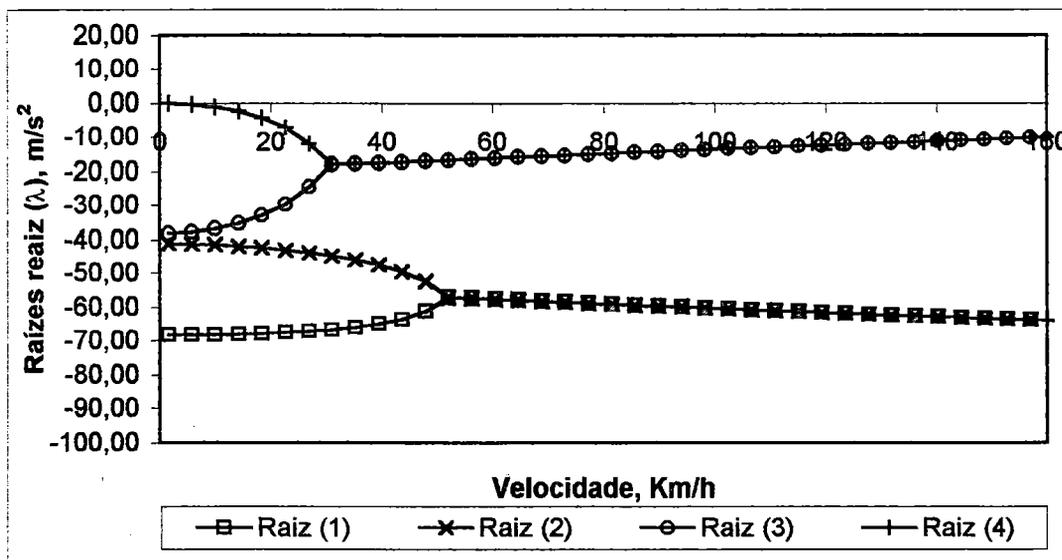


FIGURA 48 - Raízes reais para o movimento do veículo real na reta em condição totalmente carregado e para a posição do c.g. do semi-reboque coincidindo com a posição na condição de vazio.

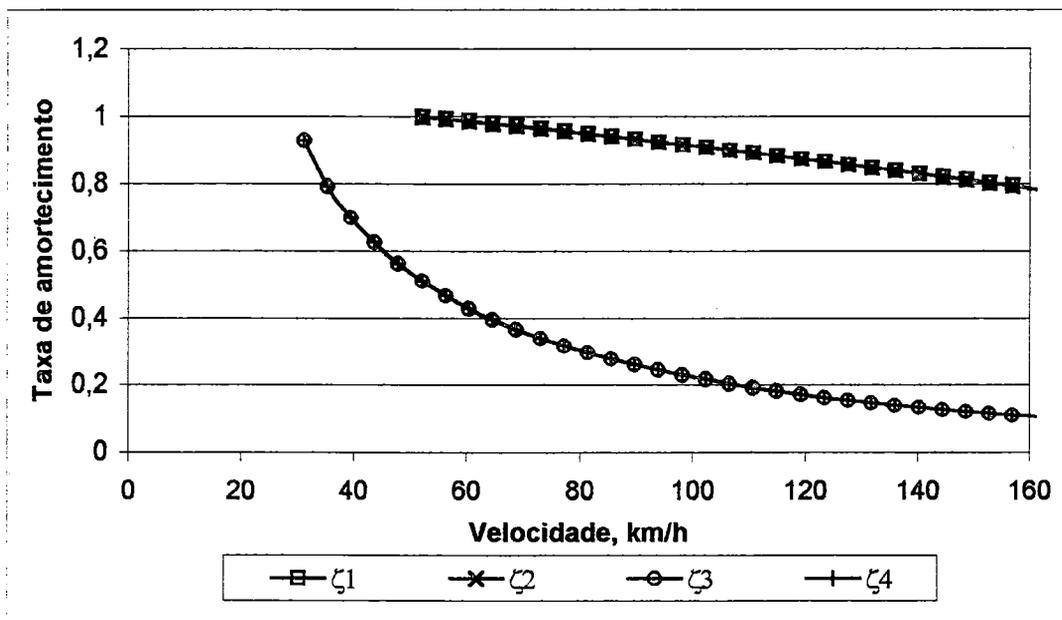


FIGURA 49 - Taxas de amortecimento para o movimento do veículo real na reta em condição totalmente carregado e para a posição do c.g. do semi-reboque coincidindo com a posição na condição de vazio.

O veículo vazio é estável apresentando uma resposta oscilatória amortecida das duas unidades a partir de aproximadamente 35 km/h e taxas de amortecimento baixas só a partir de 110 km/h como pode ser visto nas Figuras 46 e 47. Se comparamos os gráficos anteriores com os gráficos das Figuras 48 e 49 vemos que para a mesma posição do c.g. com o veículo totalmente carregado o modo da resposta muda e o amortecimento baixo começa a uma velocidade mais baixa, que para o caso é de 85 km/h.

Se comparamos as Figuras 48 e 49 com as Figuras 27 e 28 podemos constatar a grande influência da posição longitudinal do c.g. na estabilidade do veículo, pois para a posição do c.g. com o veículo totalmente carregado, respeitando os limites estabelecidos no passeio do c.g., vemos que pequenos deslocamentos do c.g. em direção à quinta roda tem um efeito benéfico grande no comportamento do veículo na estabilidade na reta.

Nas Figura 50 e 51 mostra-se o movimento do veículo na curva de 500 m de raio sem carregamento:

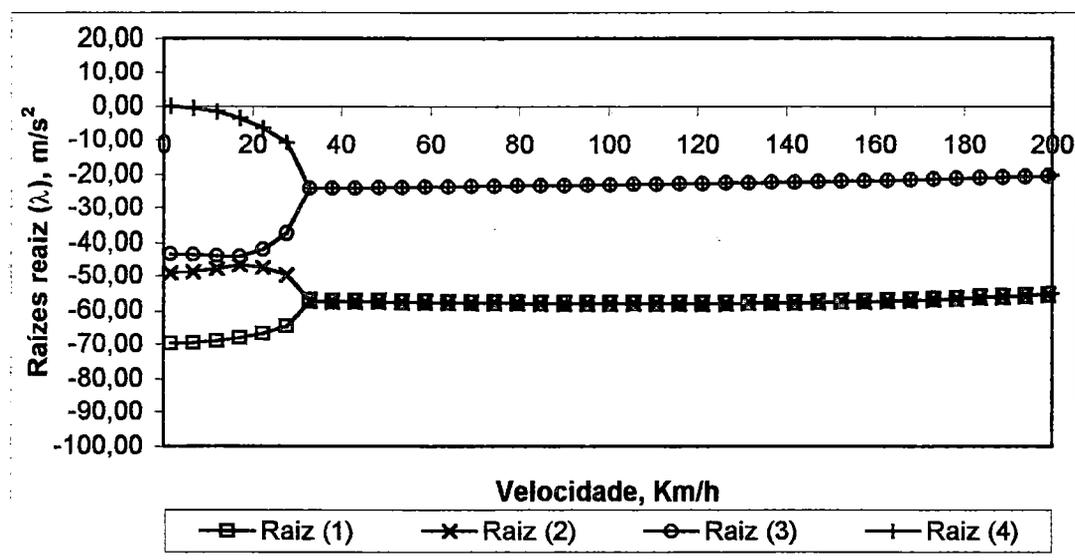


FIGURA 50 - Raízes reais para o movimento do veículo real vazio na curva de 500 m de raio (velocidade de tombamento 203 km/h).

Para movimentos na curva observa-se que o veículo vazio mantém-se estável a medida que aumenta o raio de curva e a velocidade do veículo. A velocidade de tombamento aumenta a medida que o efeito da força centrífuga diminui com o

aumento do raio de curva e apresenta valores altos devido à posição baixa do c.g. do semi-reboque sem carga. As taxas de amortecimento mantêm-se positivas mais diminuem lentamente com o aumento da velocidade, chegando a ser baixas para raios de curva grande e velocidades altas, e sobretudo na proximidade do valor da velocidade de tombamento.

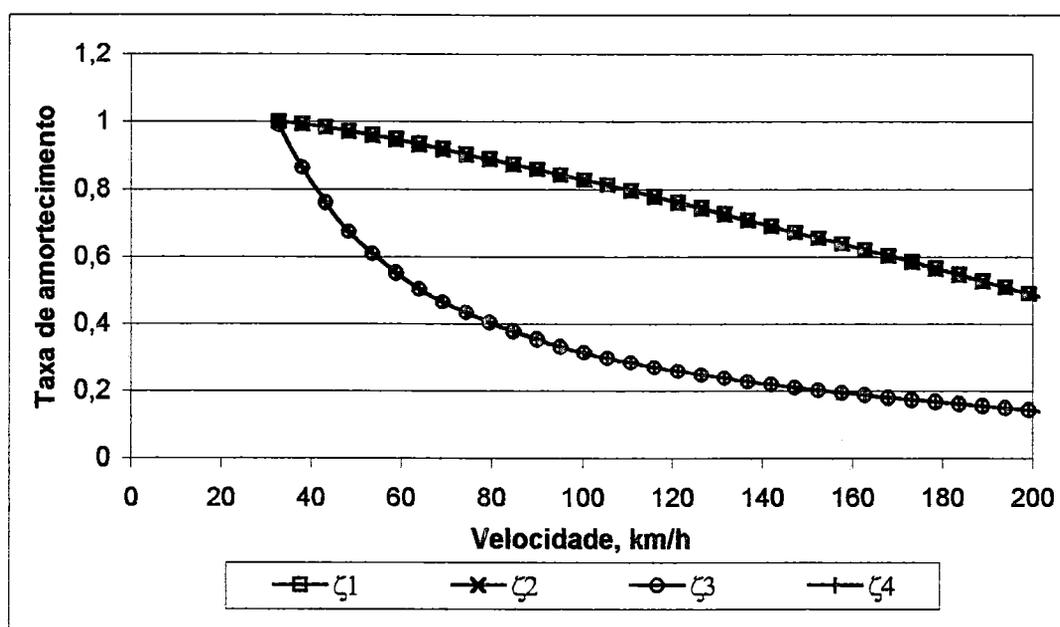


FIGURA 51 - Taxas de amortecimento para o movimento do veículo real vazio na curva de 500 m de raio (velocidade de tombamento 203 km/h).

5.6 Estabilidade direcional considerando a variação do momento de inércia de guinada do semi-reboque com carga total.

A maneira de carregar os veículos comerciais de grande porte vai ter um efeito significativo nas propriedades de inércia. A continuação será mostrada a influência que tem na estabilidade direcional do veículo a variação do momento de inércia de guinada devido ao carregamento total com cargas uniformemente distribuídas e de diferentes comprimentos.

Primeiramente será estudado o efeito da variação do momento de inércia de guinada do semi-reboque para o veículo movimentando-se na reta com a posição do

c.g. fixa e correspondendo à posição do c.g. para carga máxima. Serão considerados três momentos de inércia diferentes, correspondentes a três valores do raio de giração considerados pequeno, médio e grande (1,5m; 2,5m; 3,5m; respectivamente).

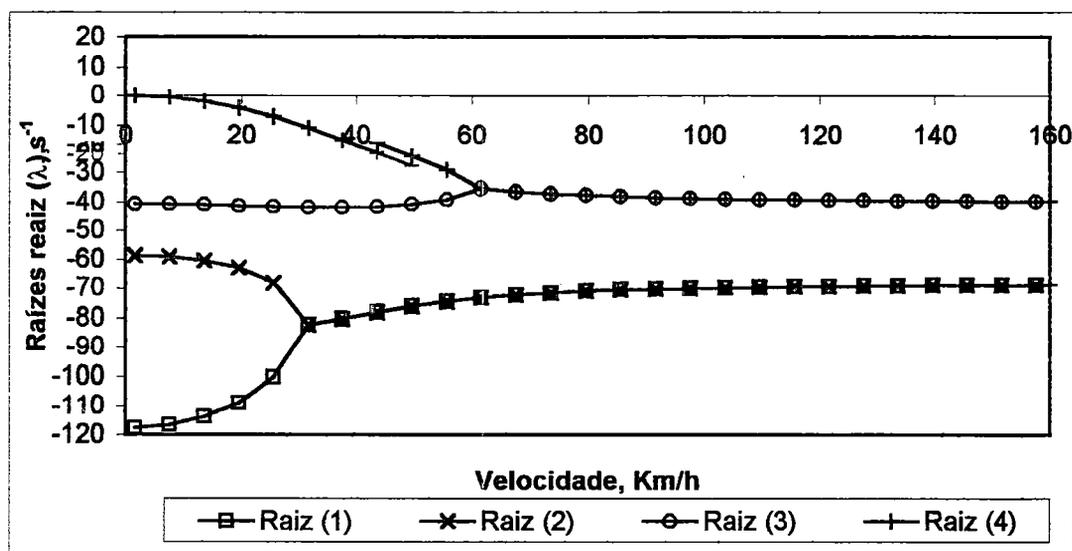


FIGURA 52 - Raízes reais para o movimento do veículo real na reta, totalmente carregado e com momento de inércia pequeno.

Comparando as Figuras 52, 27 e 53 pode ser visto que o aumento do momento de inércia introduz mudanças evidentes no modo da resposta do veículo ante uma perturbação. Assim, vemos que o aumento do momento de inércia provoca que os movimentos de tipo oscilatórios apresentem-se mais cedo associados ao semi-reboque e mais tardiamente associados ao cavalo. Deve-se indicar aqui como nesta condição e a velocidades muito altas (230 km/h) o veículo, na reta, torna-se instável.

Quando analisamos as taxas de amortecimento observa-se muito pouca diferença entre os valores para momento de inércia pequeno e médio (ver Figura 28), mas para o caso de momento de inércia grande observam-se taxas de amortecimento muito altas para movimentos associados com a resposta do cavalo em todo o intervalo de velocidade e muito baixas para movimentos associados com o semi-reboque a velocidades a partir de 80 km/h, como pode ser visto na Figura 54.

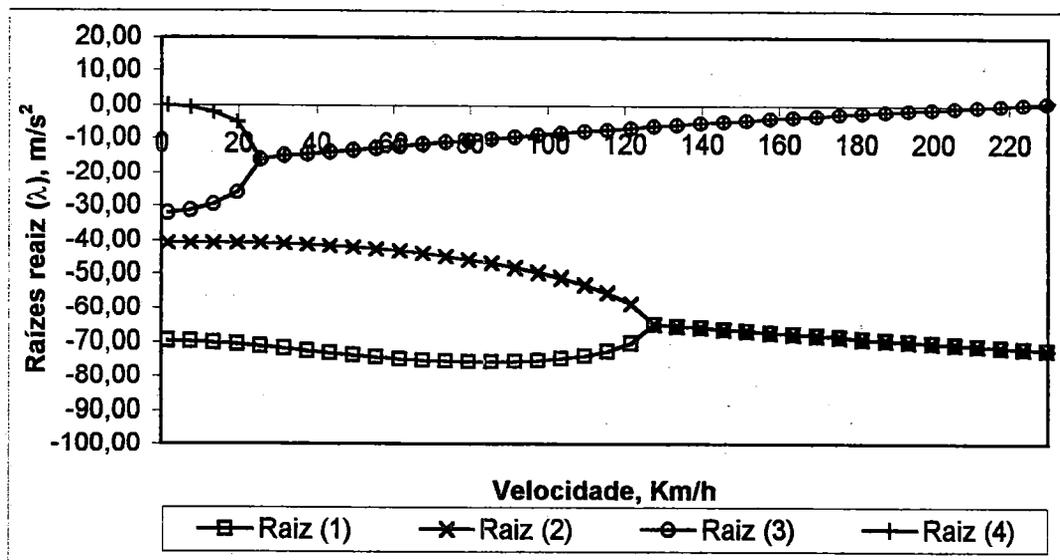


FIGURA 53 - Raízes reais para o movimento do veículo real na reta, totalmente carregado e com momento de inércia grande.

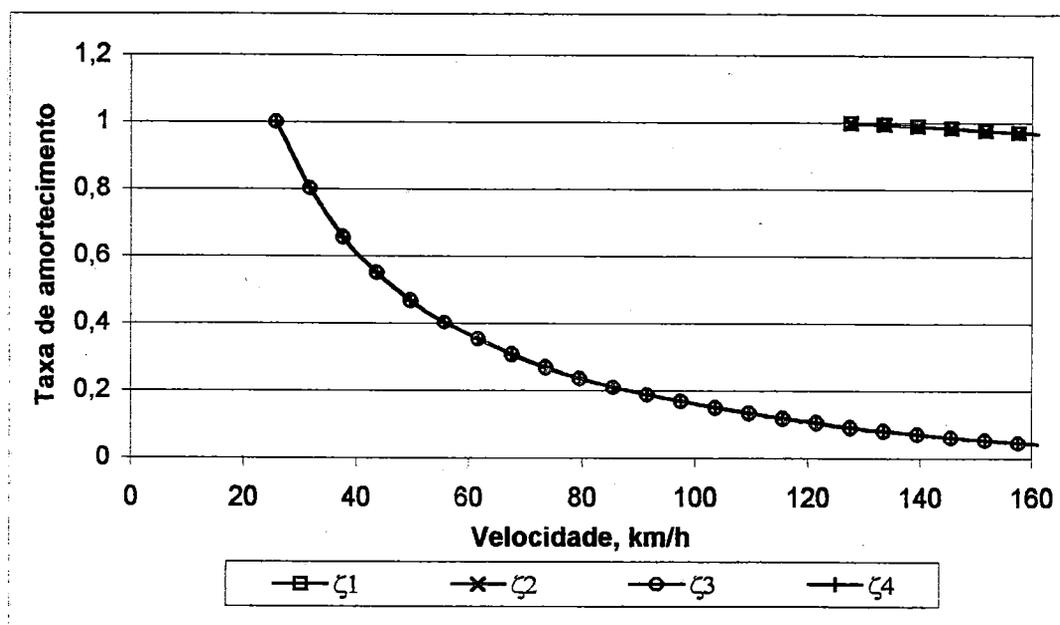


FIGURA 54 - Taxas de amortecimento para o movimento do veículo real na reta, totalmente carregado e com momento de inércia grande.

Para o veículo movimentando-se na curva de raio pequeno (75 m), com a posição do c.g. fixa e correspondendo à posição do c.g. para carga máxima, temos, na Figura 55, o comportamento para um momento de inércia grande até a velocidade de tombamento (61 km/h).

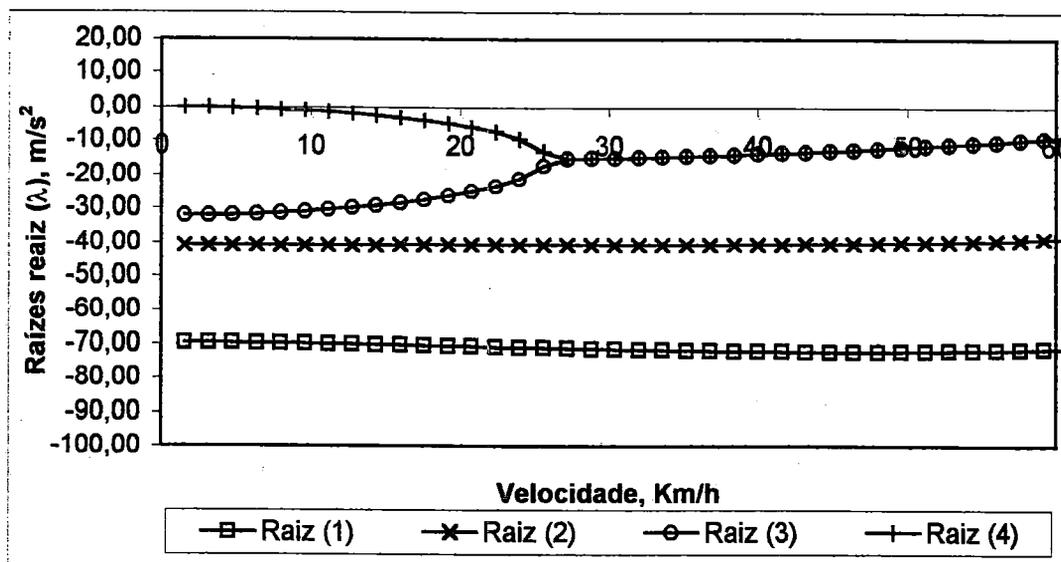


FIGURA 55 - Raízes reais para o movimento do veículo real na curva de raio pequeno (75 m), com carga máxima e momento de inércia grande.

Aqui o modo da resposta modifica-se e os movimentos associados com a resposta do cavalo são de tipo exponencial e convergentes durante todo o intervalo de velocidade até a velocidade de tombamento. A partir de 27 km/h a resposta do veículo combinado será a soma de dois movimentos exponenciais e um oscilatório.

No caso do veículo movimentando-se na curva de raio grande (500 m), com a posição do c.g. para carga máxima (posição fixa) e um momento de inércia grande, vemos, nas Figuras 56 e 57, que as condições de estabilidade pioram muito em comparação com a condição de momento de inércia médio (ver Figuras 31 e 32).

Para a condição anterior o veículo torna-se instável antes do valor da velocidade de tombamento (155 km/h), mas ainda apresenta baixo amortecimento a partir de 70 km/h aproximadamente. Os movimentos de resposta do veículo combinado associados ao cavalo são exponenciais até uma velocidade alta (131 km/h), e daí em diante são a soma de dois movimentos oscilatórios muito pouco amortecidos até que na velocidade de 147 km/h o veículo é instável.

Nas condições analisadas até aqui é evidente que o aumento do momento de inércia de guinada do semi-reboque provoca diminuição do desempenho na estabilidade direcional da combinação veicular tanto na reta como na curva

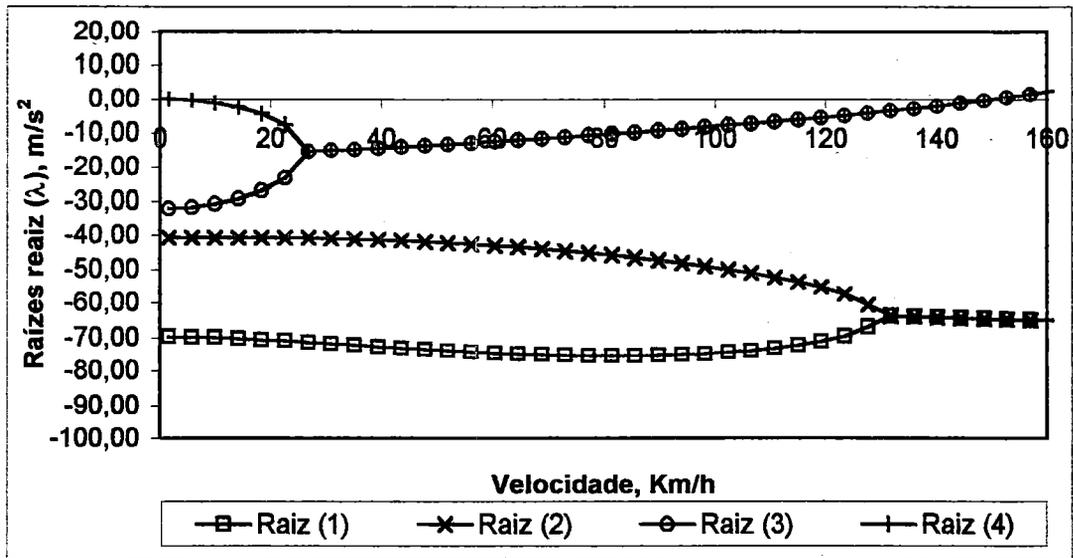


FIGURA 56 - Raízes reais para o movimento do veículo real na curva de raio 500 m, em condição de carregamento total e comprimento grande da carga.

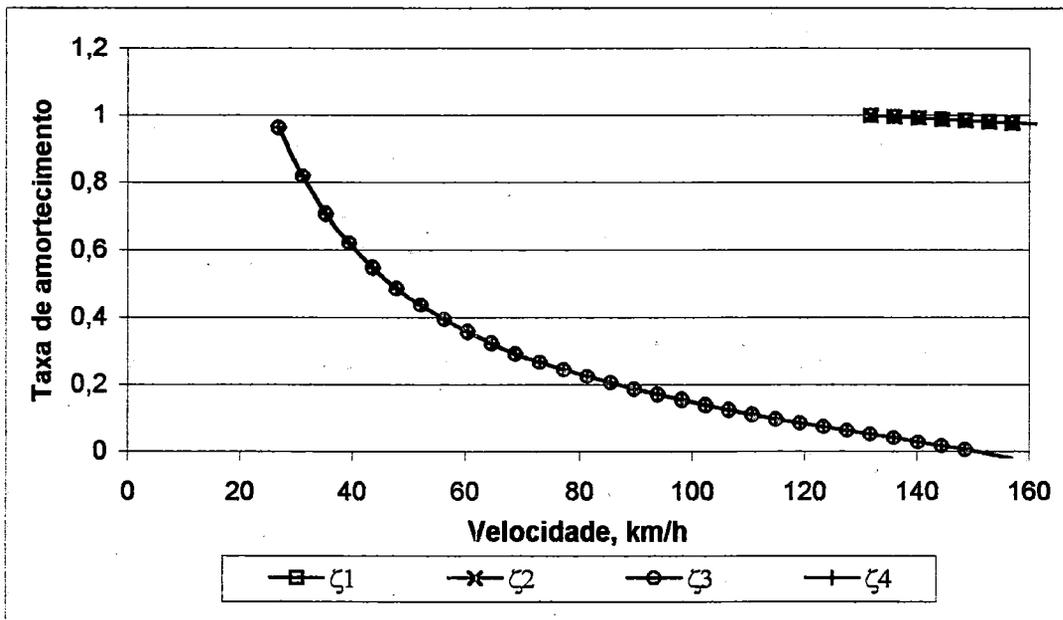


FIGURA 57 - Taxas de amortecimento para o movimento do veículo real na curva de raio 500 m, em condição de carregamento total e momento de inércia grande.

A seguir analisaremos o efeito do aumento do momento de inércia de guinada (do semi-reboque) considerando o passeio do centro de gravidade do semi-reboque.

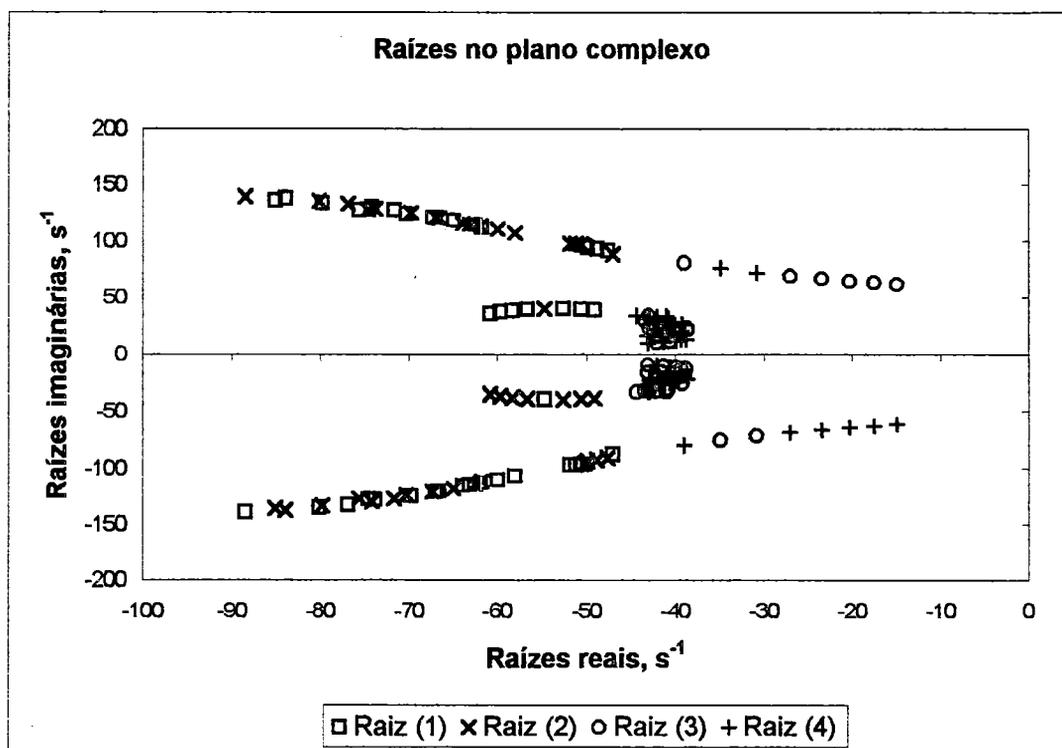


FIGURA 58 - Raízes no plano complexo para o veículo real movimentando-se na reta, em condição de cargas com momento de inércia pequeno, considerando o passeio do c.g., e velocidade de 100 km/h.

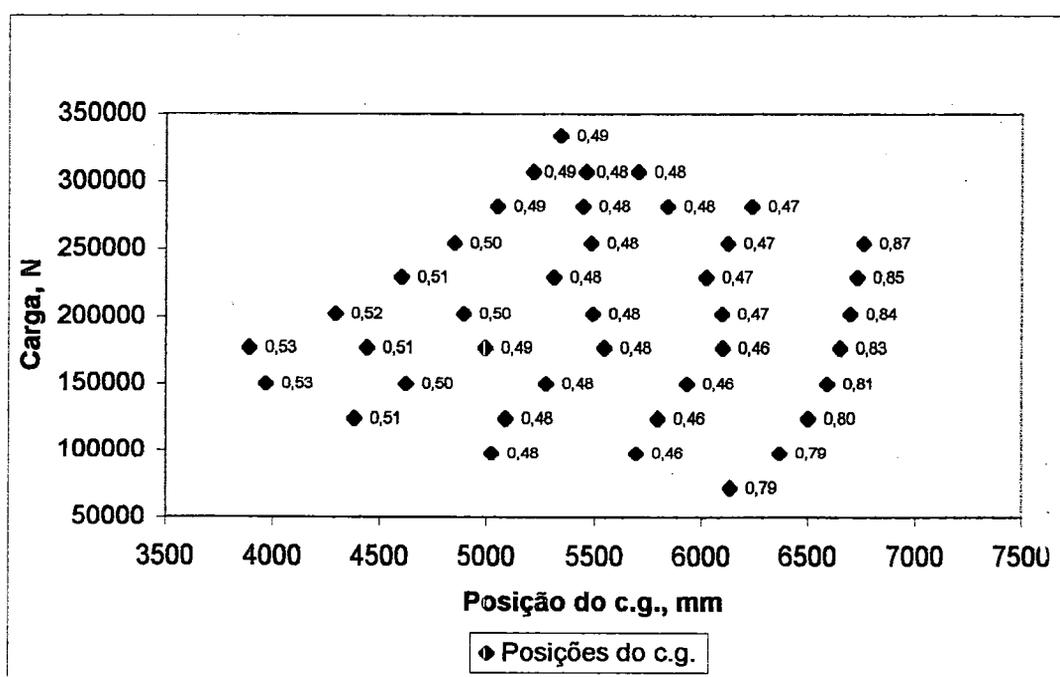


FIGURA 59 - Taxas de amortecimento para as raízes 1 e 2, veículo real na reta, cargas com momento de inércia pequeno e velocidade de 100 km/h.

A existência de raízes reais só nos quadrantes da parte esquerda da Figura 58 indica que o veículo será estável nesta condição apresentando taxas de amortecimento satisfatórias em praticamente todas as posições do c.g., como mostra-se nas Figuras 59 e 60.

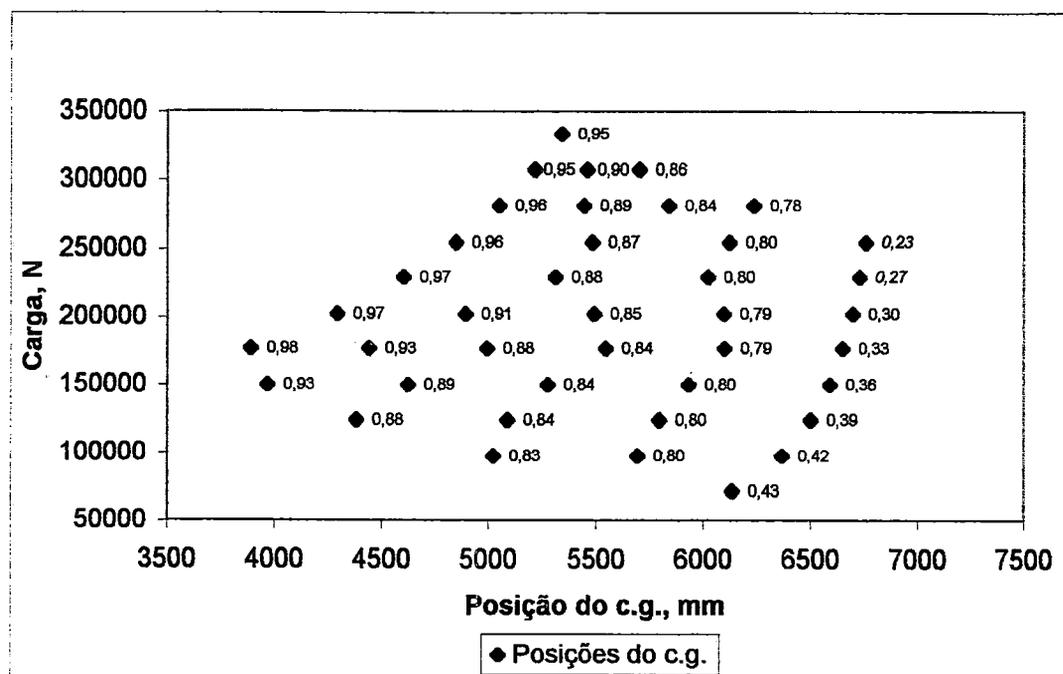


FIGURA 60 - Taxas de amortecimento para as raízes 3 e 4, veículo real, na reta, cargas com momento de inércia pequeno e velocidade de 100 km/h.

Para esta mesma condição, mas com cargas com momento de inércia médio, vemos nas Figuras 33, 34 e 35 que para as duas posições mais próximas dos eixos traseiros do semi-reboque o comportamento do veículo será instável e também terá outras posições próximas destas duas com taxas de amortecimento muito baixas.

No caso de cargas com momento de inércia grande e na mesma condição anterior, vemos que as condições de estabilidade deterioram-se ainda mais como mostra-se nas Figuras 61, 62 e 63.

Na Figura 61 vemos que existem raízes nos quadrantes da parte direita o que indica a existência de posições do c.g. onde o comportamento do veículo é instável.

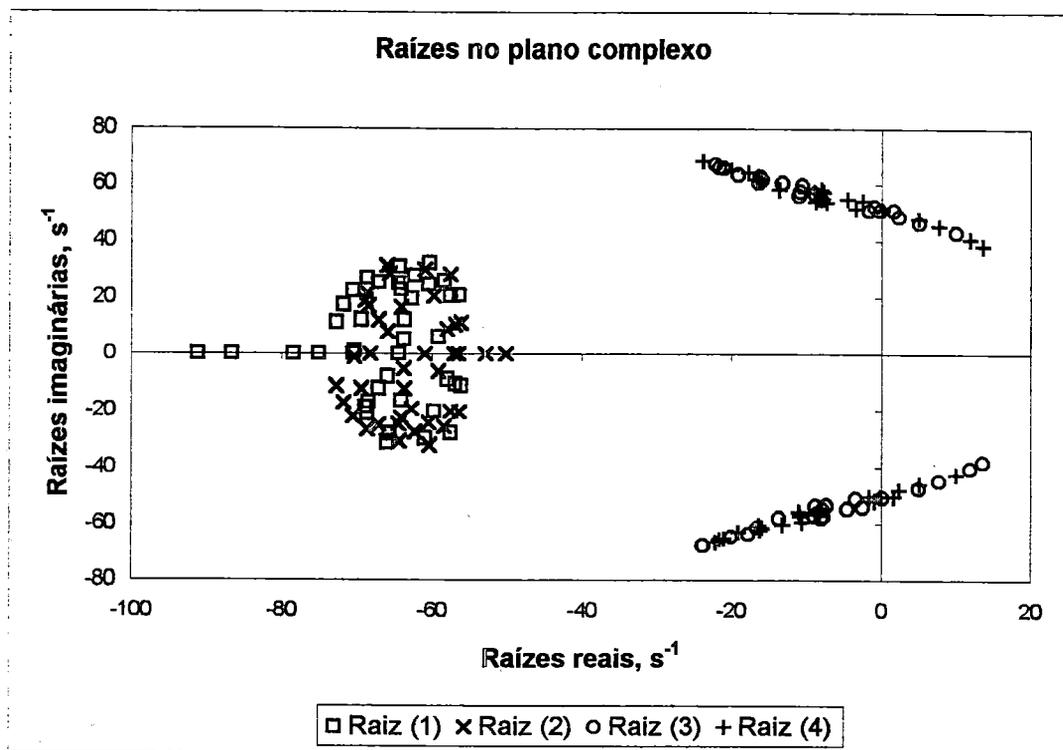


FIGURA 61 - Raízes no plano complexo para o veículo real movimentando-se na reta, em condição de cargas com momento de inércia grande, considerando o passeio do c.g., e velocidade de 100 km/h.

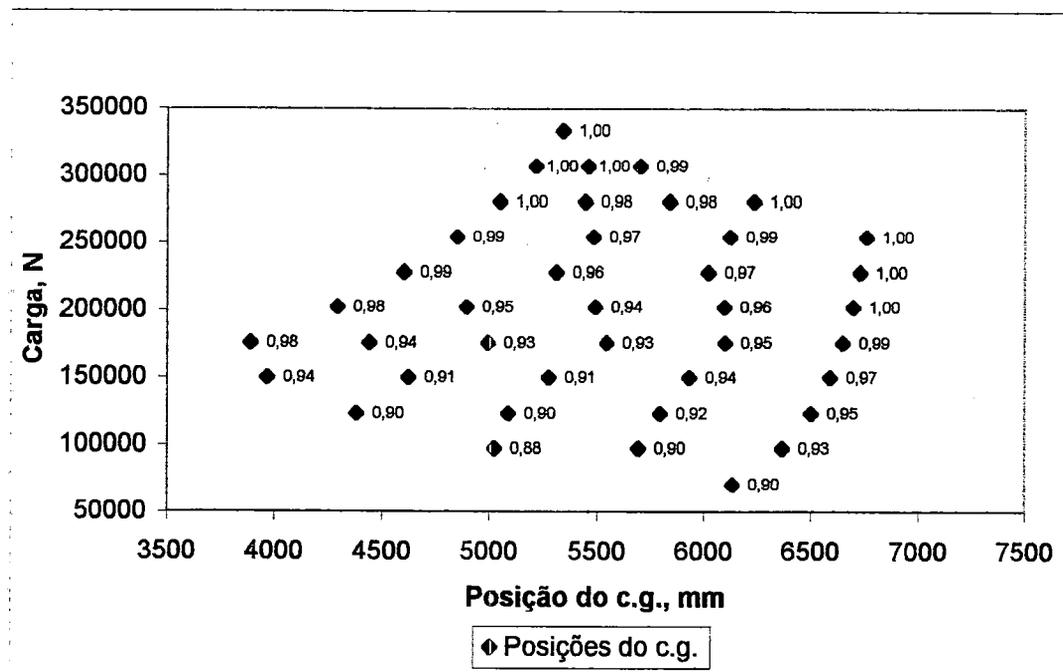


FIGURA 62 - Taxas de amortecimento para as raízes 1 e 2, veículo real na reta, cargas com momento de inércia grande e velocidade de 100 km/h. ($\zeta = 1,00$ significa $\zeta \geq 1$)

Analisando as Figuras 62 e 63 podemos constatar que as posições do c.g. com a estabilidade comprometida são, como já foi observado também para outras condições do movimento do veículo, as posições mais próximas dos eixos traseiros do semi-reboque, sendo que neste caso apresentam-se também posições mais na frente da unidade veicular, nas quais apresenta-se amortecimento negativo ou amortecimento positivo muito baixo para movimentos associados com os movimentos do semi-reboque, ou muito alto para movimentos associados com o cavalo.

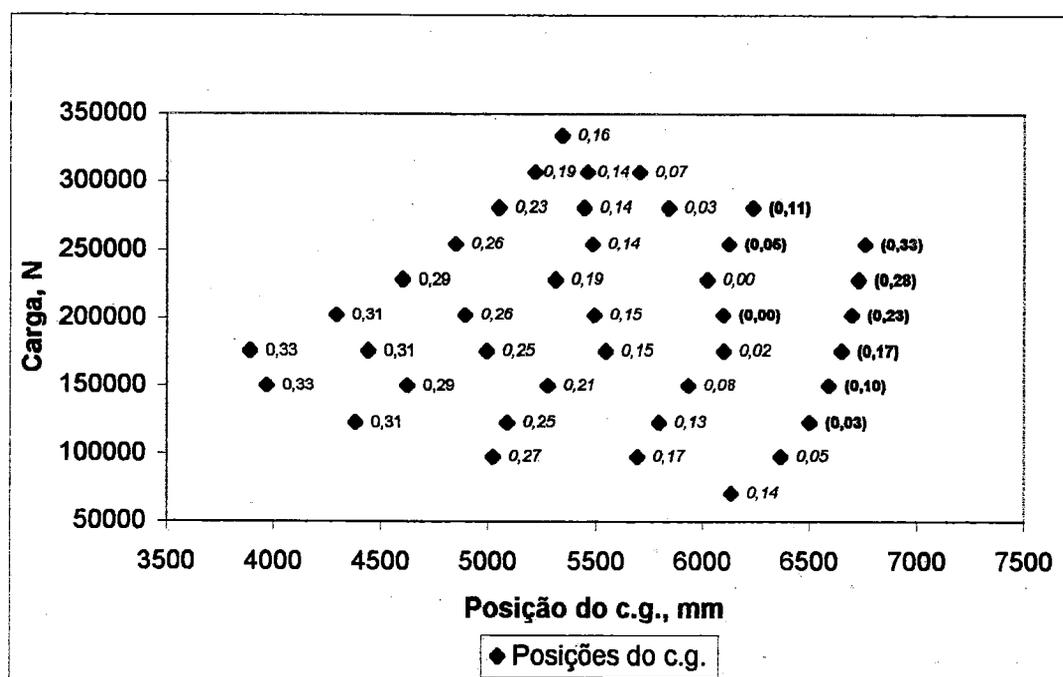


FIGURA 63 - Taxas de amortecimento para as raízes 3 e 4, veículo real, na reta, cargas com momento de inércia grande e velocidade de 100 km/h.

As condições anteriores são muito indesejáveis e devem ser evitadas, tomando-se o cuidado na maneira de carregar o veículo. Aqui deve-se prestar atenção uma vez mais ao fato de que as condições de pior estabilidade surgem não para a condição de carga máxima e sim para valores de carga intermediários, para os quais a posição do c.g. e o valor do momento de inércia são decisivos em quanto ao desempenho do veículo combinado.

Os resultados obtidos para a condição do veículo realizando um movimento curvilíneo considerando o passeio do c.g. e a variação do momento de inércia de guinada do semi-reboque apresentam-se a seguir. Aqui temos que para a condição do veículo fazendo uma curva de raio pequeno (75 m) e com momento de inércia grande, a posição do c.g. situada mais próxima dos eixos traseiros do semi-reboque provoca a condição instável do veículo antes mesmo de que aconteça o tombamento, o que pode ser conferido nas Figuras 64, 65 e 66.

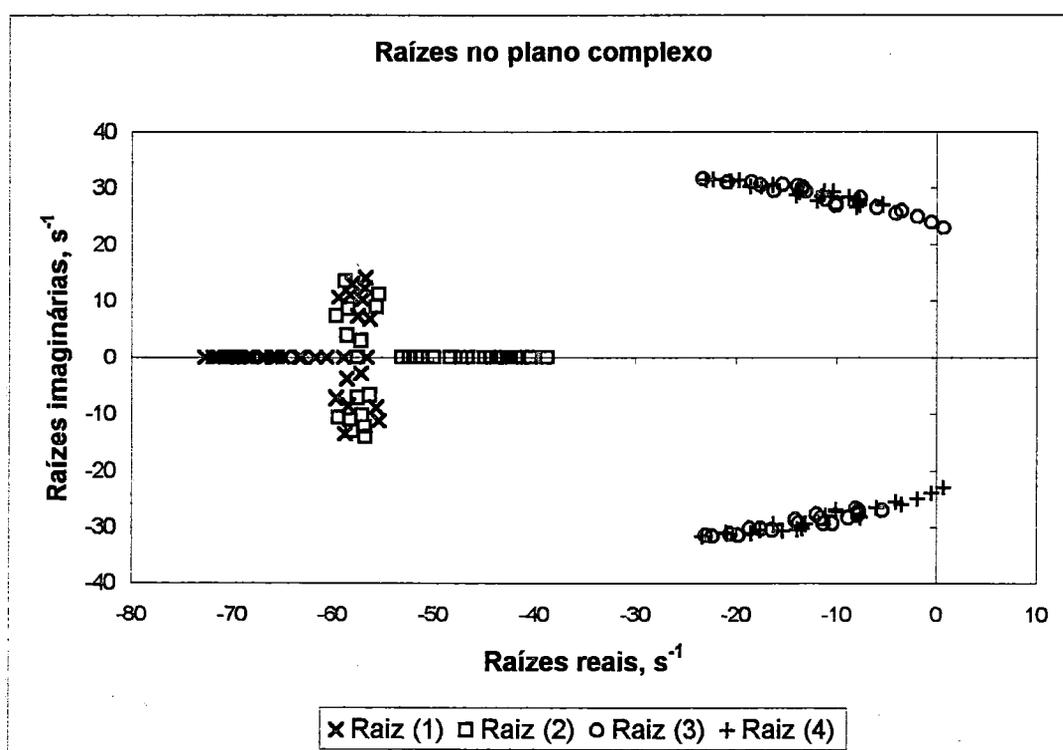


FIGURA 64 - Raízes no plano complexo para o veículo real movimentando-se na curva de raio pequeno (75 m), cargas com momento de inércia grande, e velocidade de 55 km/h.

Na Figura 67 é mostrado o gráfico das raízes reais para a posição de pior comportamento na estabilidade. É evidente que as instabilidades aparecem antes mesmo de que o veículo alcance a velocidade de tombamento para esta posição (64 km/h). Os movimentos associados com os movimentos de resposta do cavalo são a soma de dois movimentos exponenciais em todo o intervalo de velocidades.



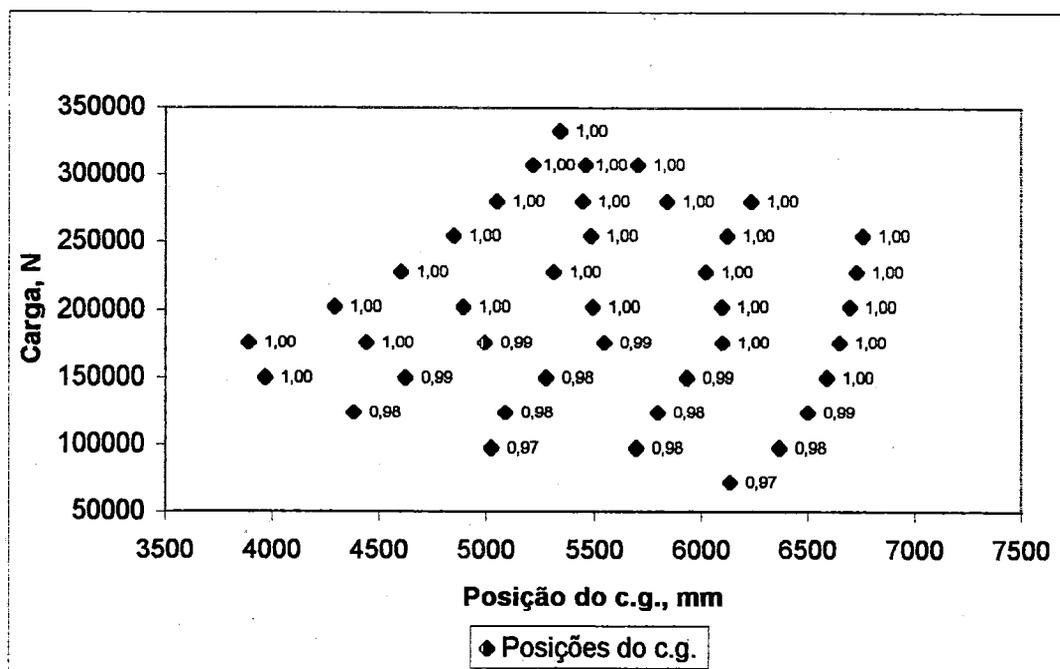


FIGURA 65 - Taxas de amortecimento para as raízes 1 e 2, veículo real na curva de raio pequeno (75 m), cargas com momento de inércia grande, e velocidade de 55 km/h. ($\zeta = 1,00$ significa $\zeta \geq 1$)

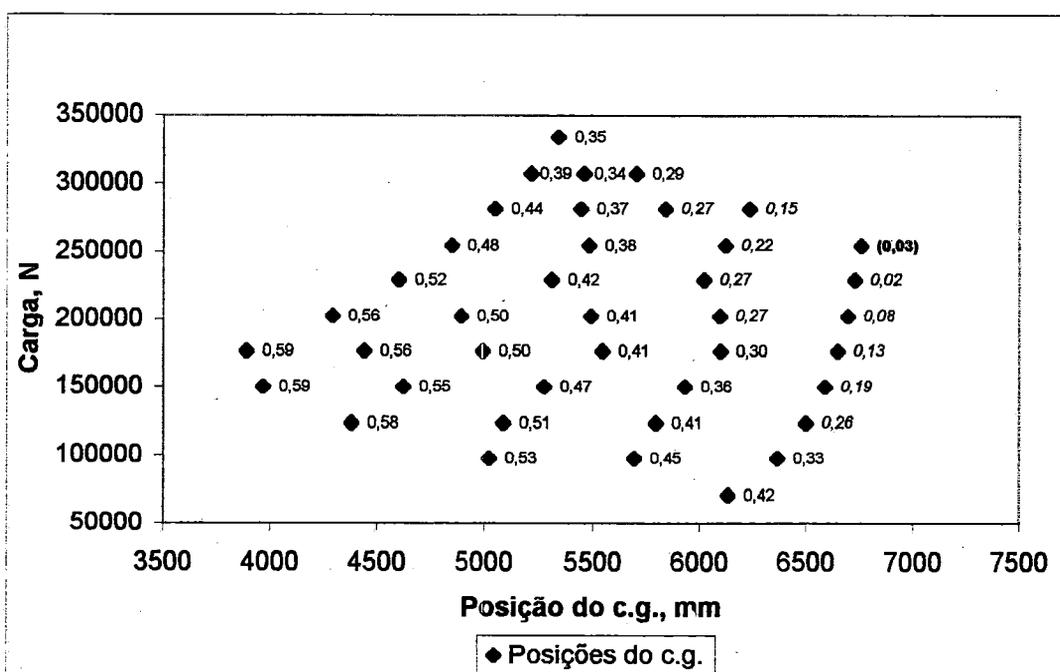


FIGURA 66 - Taxas de amortecimento para as raízes 3 e 4, veículo real na curva de raio pequeno (75 m), cargas com momento de inércia grande, e velocidade de 55 km/h.

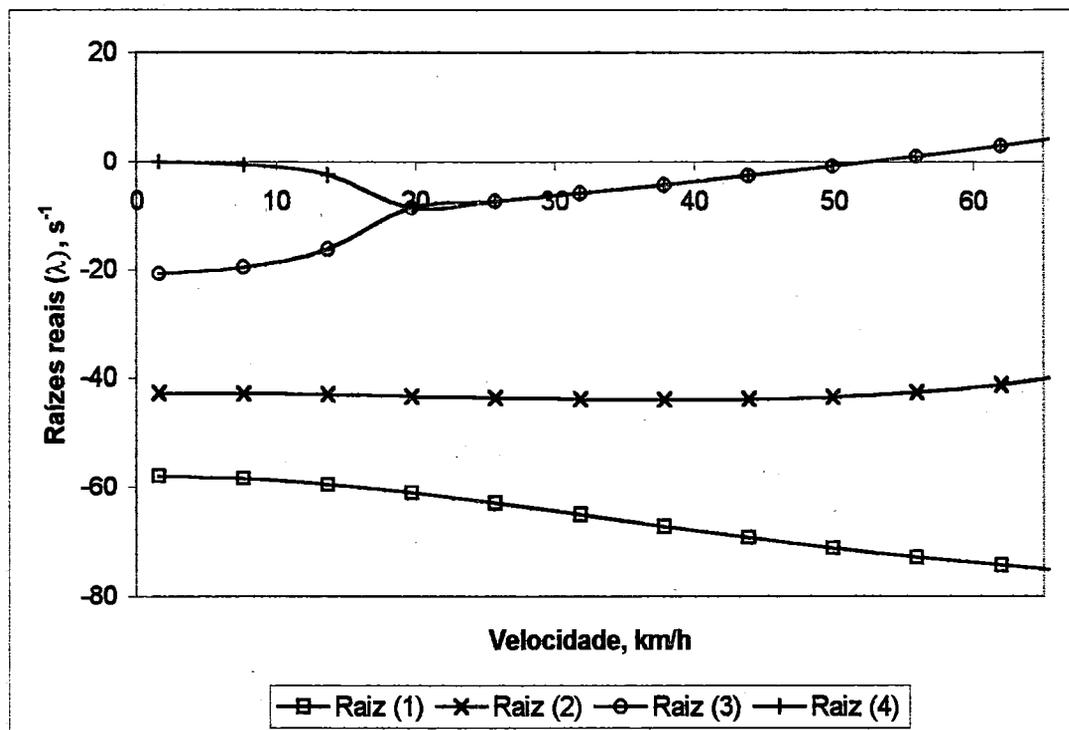


FIGURA 67 - Raízes reais para a posição do c.g. com pior comportamento na estabilidade, veículo real na curva de raio pequeno (75 m) e cargas com momento de inércia grande.

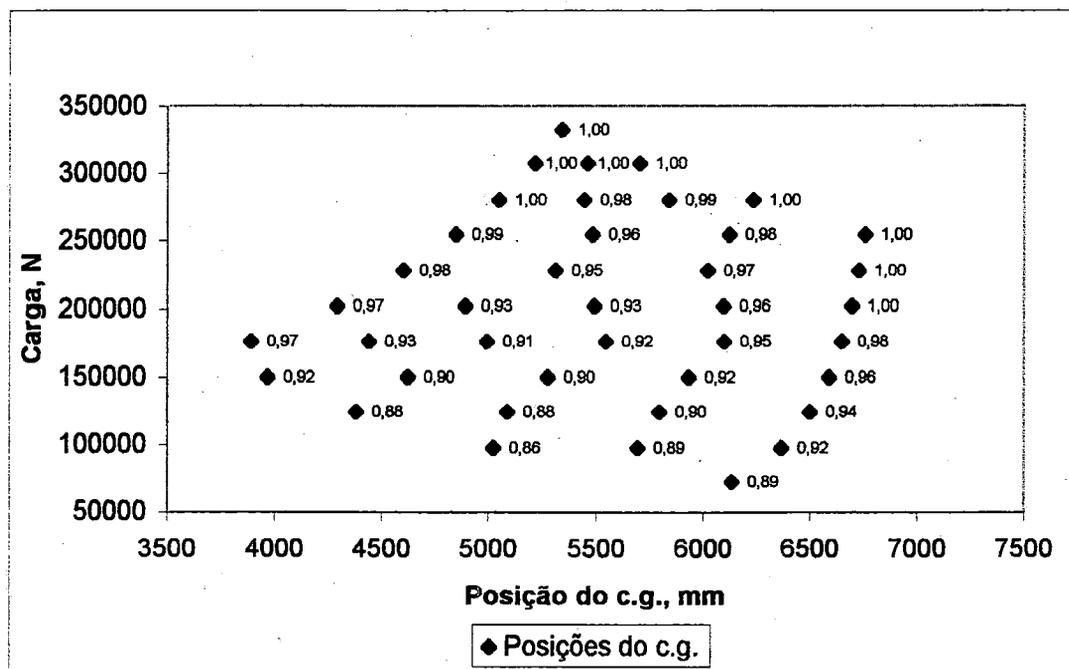


FIGURA 68 - Taxas de amortecimento para as raízes 1 e 2, veículo real na curva de raio médio (250 m), cargas com momento de inércia grande, e velocidade de 100 km/h. ($\zeta = 1,00$ significa $\zeta \geq 1$)

Para a mesma condição de movimento da Figura 67, mas com o momento de inércia médio, pode-se ver nas Figuras 37, 38, e 39 que o veículo é estável em qualquer posição do c.g.. Contudo, apresenta, para algumas posições, valores baixos ou muito altos das taxas de amortecimento.

Para a condição de momento inércia pequeno o veículo é estável e o amortecimento é satisfatório embora que para posições do c.g. próximas da quinta roda as taxas são muito altas, indicando assim uma condição na qual é preferível colocar a carga mais para atrás.

Durante a realização de curvas de raio médio (250 m), o veículo com momento de inércia pequeno apresenta-se estável. Para momento de inércia médio (Figuras 40, 41, e 42) apresenta duas posições do c.g. (as mais para atrás no plano longitudinal) nas quais o comportamento é instável a partir de determinado valor de velocidade, e outras muitas posições com baixo amortecimento. Para momento de inércia grande o desempenho é muito ruim, como pode ser observado nas Figuras 68 e 69.

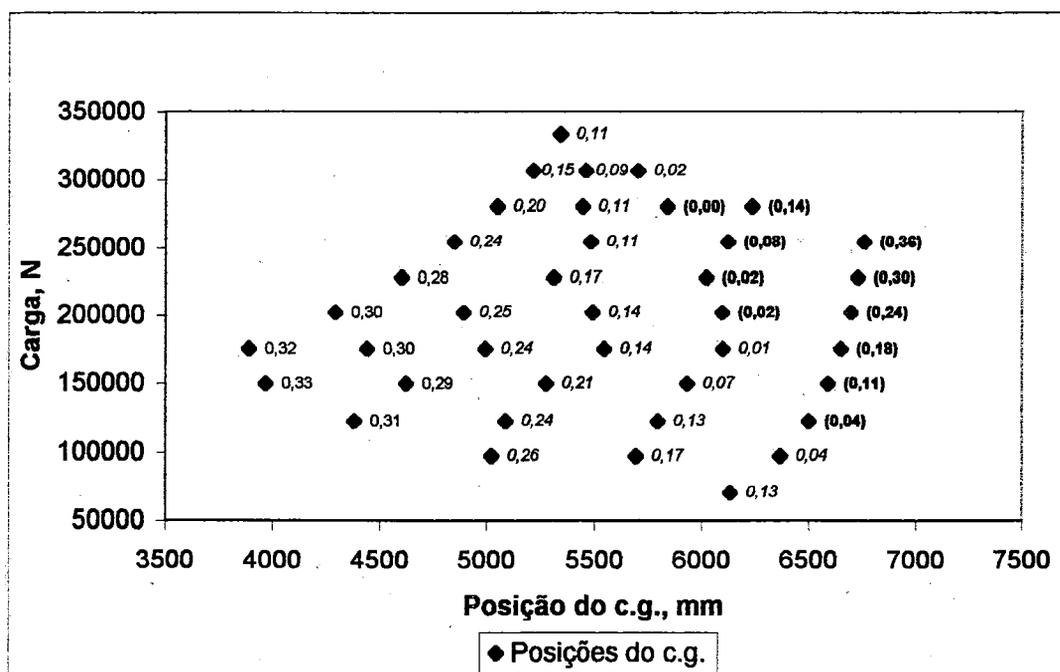


FIGURA 69 - Taxas de amortecimento para as raízes 3 e 4, veículo real na curva de raio médio (250 m), cargas com momento de inércia grande, e velocidade de 100 km/h.

Pode ver-se que nesta condição quase todas as posições do c.g. situadas na região superior traseira do passeio do c.g. apresentam taxas de amortecimento negativas, ou seja comportamento instável do veículo, e taxas muito altas (as associadas com as raízes 1 e 2). Também apresentam-se muitas posições com baixo amortecimento, exceto na região mais para frente do passeio onde são melhores.

Na Figura 70 pode-se observar que para a pior posição do c.g. o veículo torna-se instável aproximadamente a 55 km/h, muito antes da velocidade de tombamento que é de 113 km/h e no mesmo valor de velocidade (praticamente) que para a curva de raio pequeno.

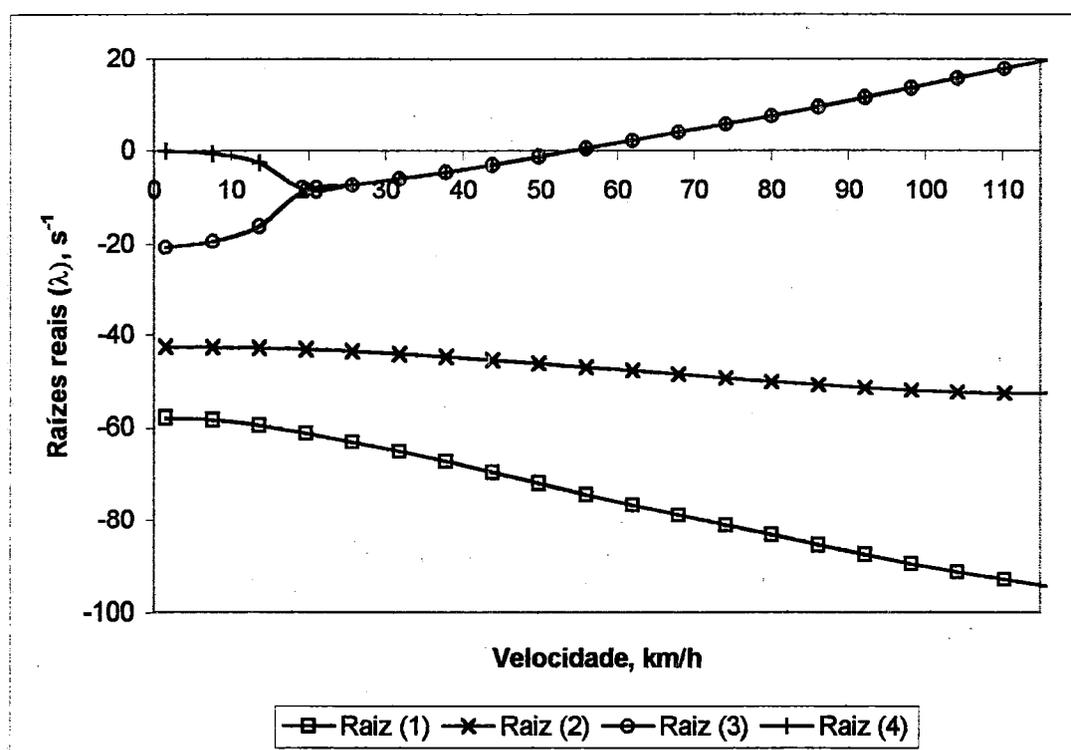


FIGURA 70 - Raízes reais para a posição do c.g. com pior comportamento na estabilidade, veículo real na curva de raio médio (250 m) e cargas com momento de inércia grande.

Para uma curva de raio grande (500 m) temos, nas Figuras 71, 72 e 73, o desempenho do veículo na estabilidade para carregamentos com grande valor do momento de inércia de guinada do semi-reboque.

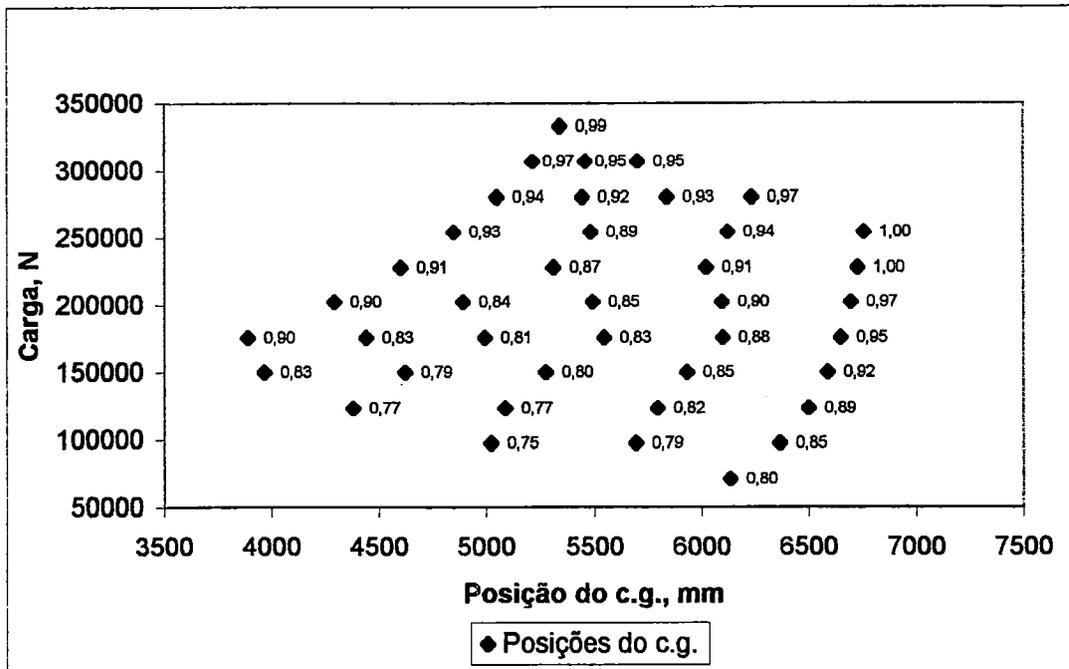


FIGURA 71 - Taxas de amortecimento para as raízes 1 e 2, veículo real na curva de raio grande (500 m), cargas com momento de inércia grande, e velocidade de 145 km/h. ($\zeta = 1,00$ significa $\zeta \geq 1$).

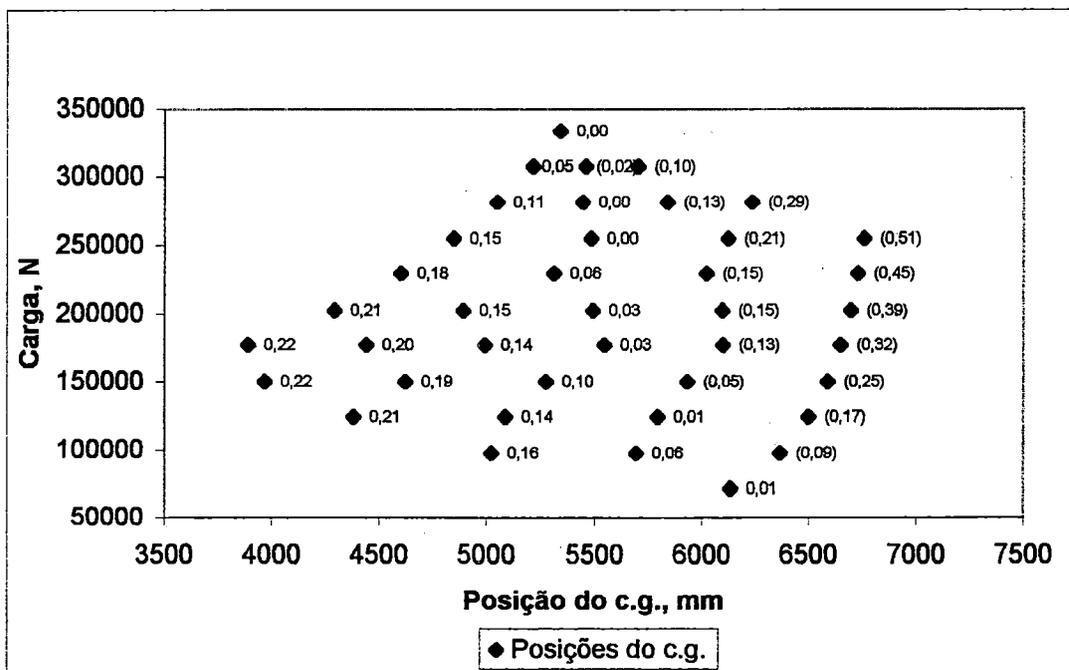


FIGURA 72 - Taxas de amortecimento para as raízes 3 e 4, veículo real na curva de raio grande (500 m), cargas com momento de inércia grande, e velocidade de 145 km/h.

Nas Figuras anteriores pode ver-se que a estabilidade do veículo deteriora-se muito com o aumento do momento de inércia, embora que os dados obtidos correspondem a uma velocidade alta, próxima da velocidade de tombamento para todas as posições do c.g.

Na Figura 73 vemos como independentemente do valor do raio da curva e do valor da velocidade, o veículo, para a posição mais próxima dos eixos do semi-reboque, continua, (ao igual que para raios de curva pequenos e médios) tornando-se instável à velocidade de 55 km/h aproximadamente.

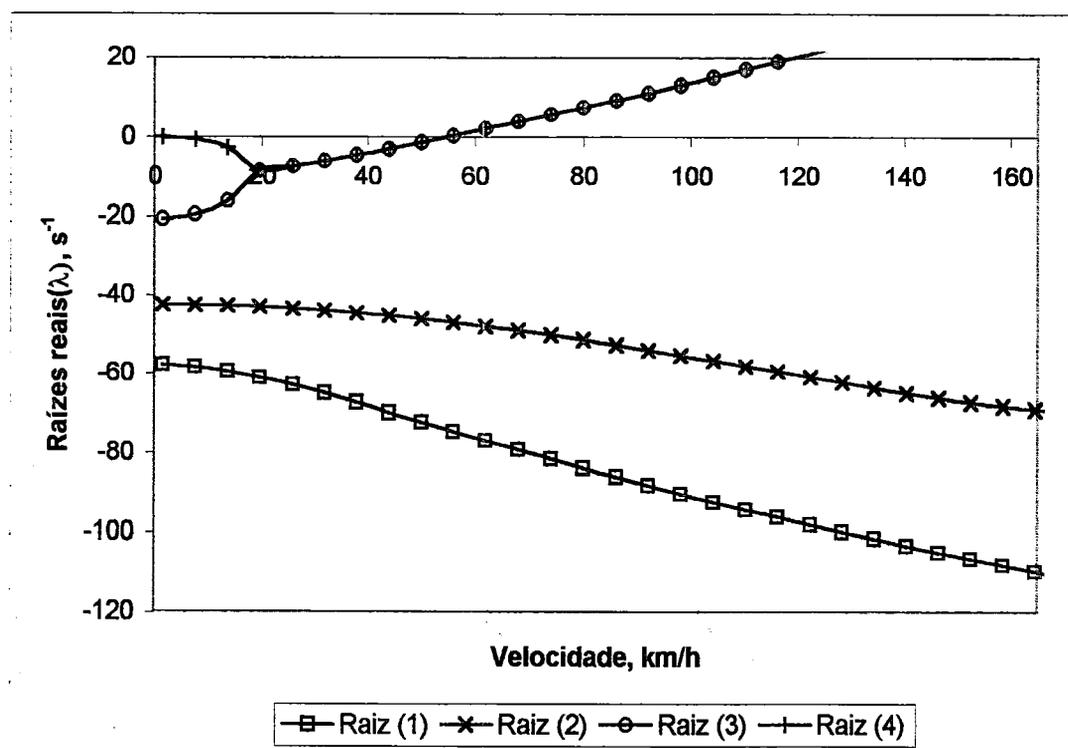


FIGURA 73 - Raízes reais para a posição do c.g. com pior comportamento na estabilidade, veículo real na curva de raio grande (500 m) e cargas com momento de inércia grande.

Assim temos que a influência da variação do momento de inércia de guinada do semi-reboque na estabilidade direcional do veículo combinado, tanto em movimentos retilíneos como curvilíneos é muito significativa, exigindo cuidados redobrados na maneira em que é carregado o veículo.

5.7 Estabilidade direcional considerando a influência da variação da carga dinâmica nas rodas devido à aplicação de esforços de desaceleração.

A variação dos pesos dinâmicos nas rodas tem uma incidência direta no valor das forças que originam-se no contato pneumático-pavimento. Ao mesmo tempo estas forças tem uma influência grande no desempenho da estabilidade do veículo.

Durante a aplicação de esforços de desaceleração acontece uma transferência de peso entre os pneus e eixos do veículo, do mesmo modo que ocorre durante a realização de uma curva devido à ação da força centrífuga.

Na Figura 74 e 75 mostram-se as raízes no plano complexo (considerando o passeio do c.g.) para o veículo movimentando-se na reta (com valores de inércia médios) a uma velocidade de 90 km/h sem e com força de desaceleração aplicada. Aqui observa-se que a introdução de esforços de desaceleração provoca a variação do modo da resposta do veículo e um certo efeito estabilizador é visto neste caso.

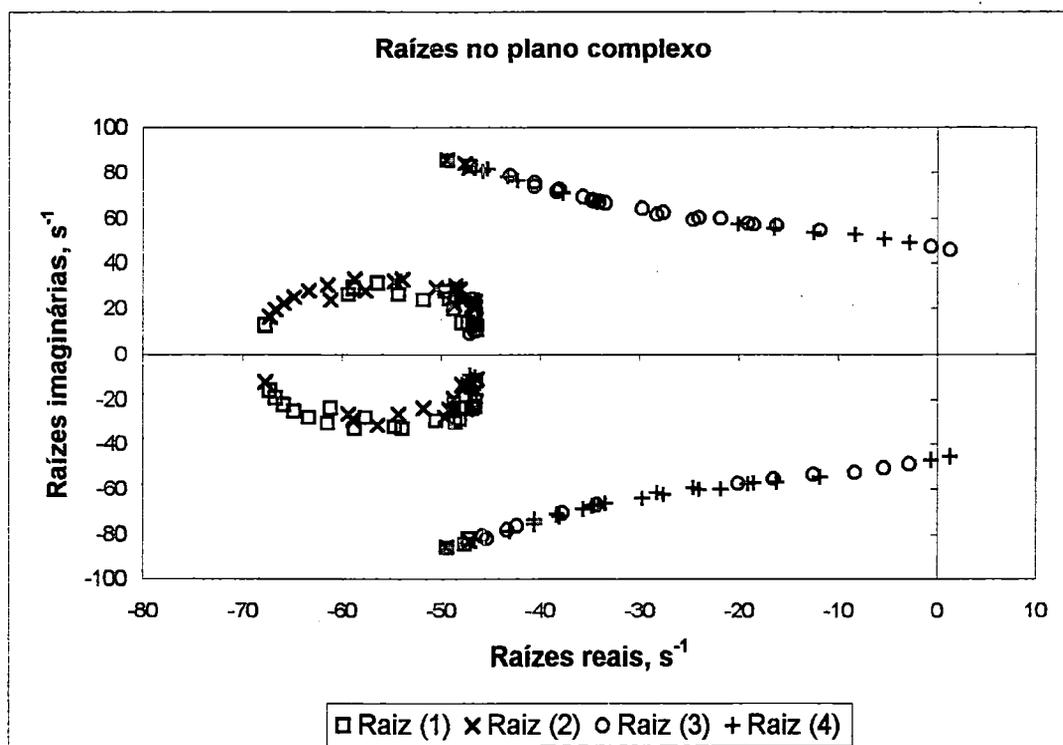


FIGURA 74 - Raízes no plano complexo para o veículo real movimentando-se na reta a uma velocidade de 90 km/h sem desaceleração.

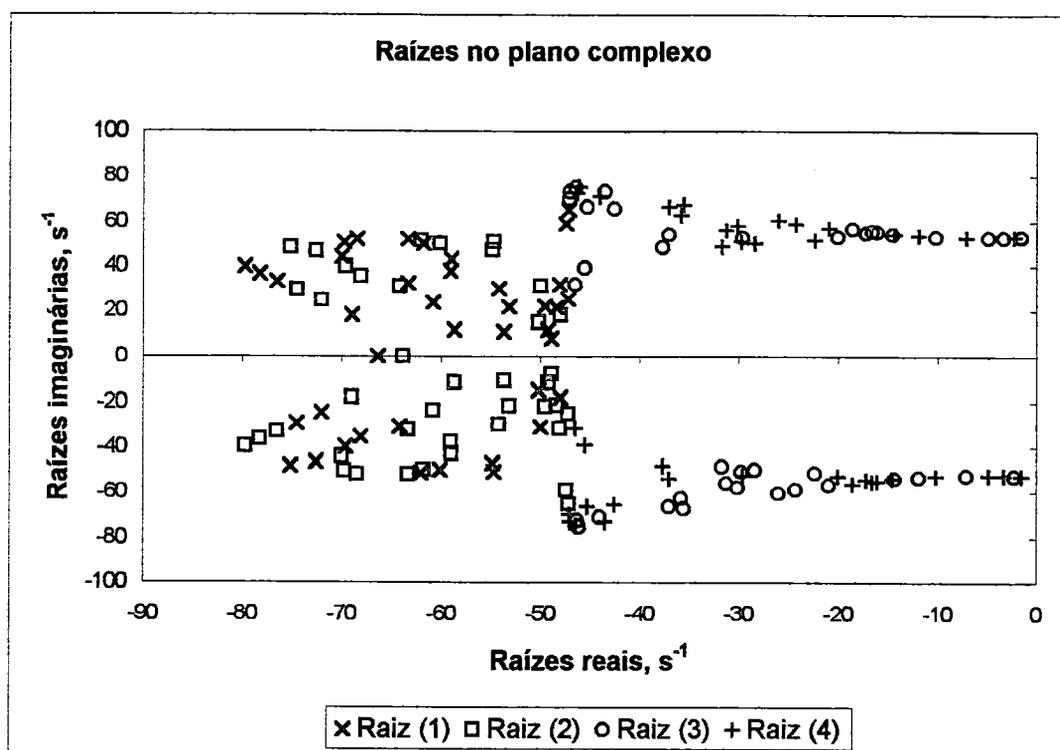


FIGURA 75 - Raízes no plano complexo para o veículo real movimentando-se na reta a uma velocidade de 90 km/h com desaceleração (5 m/s^2).

As taxas de amortecimento, como pode-se ver nas Figuras 76 e 77, sofrem alguma variação nas diferentes posições do c.g. tendo-se que o desempenho é melhor para posições do c.g. mais para frente da área do passeio e para posições mais altas, devido a que nessas posições uma maior parcela de peso dinâmico é transferida para o cavalo através da quinta roda. Novamente as posições mais para trás na área do passeio evidenciam-se como as de pior desempenho também nesta condição de movimento. Tem-se também o perigo do travamento dos eixos do semi-reboque devido à diminuição do peso dinâmico sobre eles¹ durante a freagem. Com o travamento dos eixos do semi-reboque há uma maior probabilidade de acontecer instabilidades aperiódicas como o chamado “jackknife do semi-reboque”, explicado anteriormente neste texto.

¹ Resultado obtido por FERNANDES, D.L. (1994); (ver Apêndice).

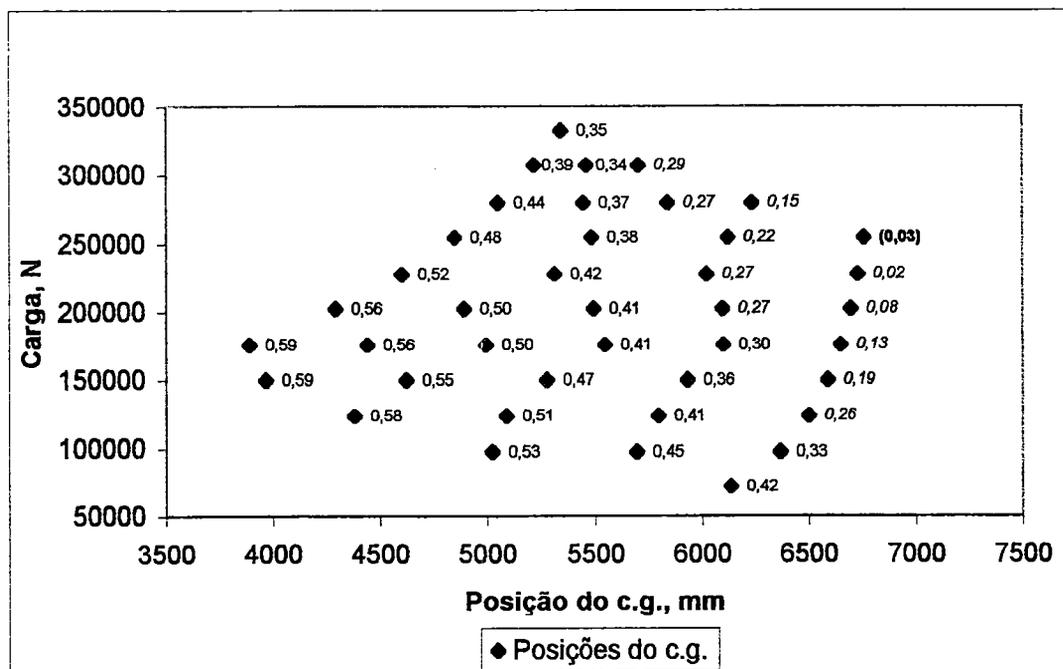


FIGURA 76 - Taxas de amortecimento para as raízes 3 e 4, veículo real movimentando-se na reta a uma velocidade de 90 km/h sem desaceleração.

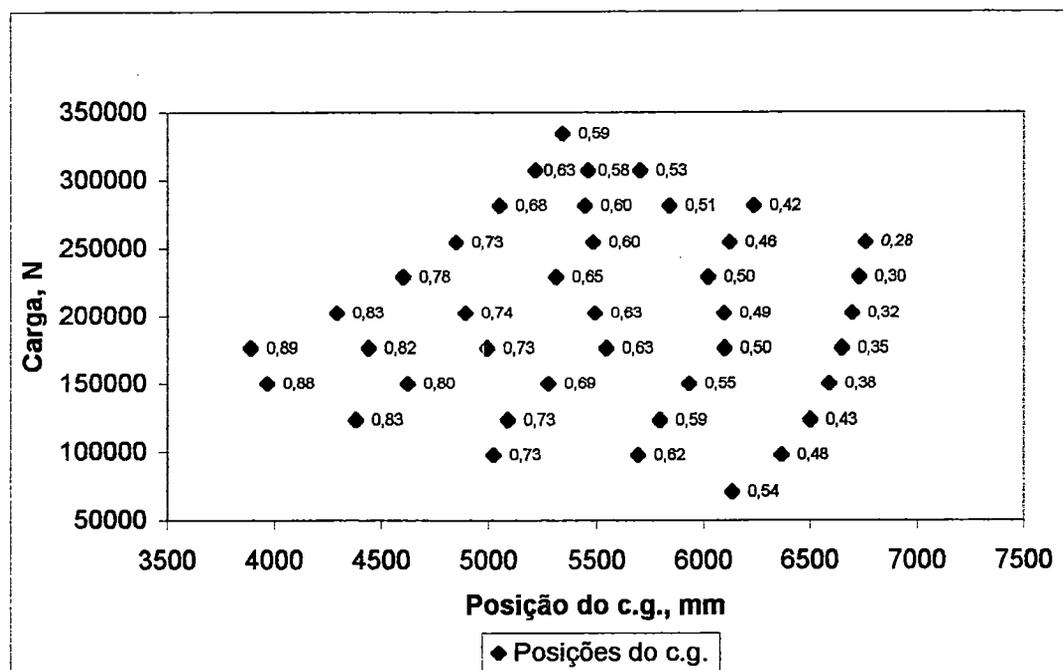


FIGURA 77 - Taxas de amortecimento para as raízes 3 e 4, veículo real movimentando-se na reta a uma velocidade de 90 km/h com desaceleração (5 m/s²).

A aplicação de um esforço de freagem pode ser a fronteira entre um desempenho estável e instável para determinadas condições, como é mostrado nas Figuras 76 e 77. Aqui pode observar-se como o veículo, que sem freagem estava com amortecimento negativo na posição mais para atrás dentro da área do passeio, com a desaceleração torna-se estável e melhora seu desempenho em quase todas as outras posições do passeio durante seu movimento retilíneo na mesma velocidade.

Com o veículo realizando uma curva em velocidade próxima da velocidade de tombamento e com um grande momento de inércia de guinada, foram feitas simulações que indicaram como o efeito da força longitudinal de desaceleração, aplicada ao veículo (5 m/s^2), provocou um pior desempenho na estabilidade na medida que aumentou-se o valor da velocidade inicial na qual foi aplicada a força de desaceleração (na medida que foi aumentando-se o raio da curva). Foi evidenciado também um pioramento progressivo da estabilidade primeiramente em posições do c.g. para atrás do passeio, depois em posições para frente e nos casos mais extremos também em posições altas do c.g.. A variação do momento de inércia também mostrou-se neste caso um fator de grande influência na estabilidade direcional.

Contudo, um estudo mais preciso e confiável requer modelos de pneumáticos que considerem a ação combinada das acelerações laterais e longitudinais nas forças que originam-se nos pneumáticos. Na atualidade os modelos existentes ainda apresentam dificuldades que, para o caso do modelo que usa curvas da função seno e cosseno, estão relacionadas com a sua complexidade, consistente em que são aplicáveis a um único valor de velocidade, um único tipo de pneumático, um único tipo de superfície, um único valor de desgaste e um único tipo de pavimento, o que indica as grandes dificuldades existentes para a aquisição de dados abrangentes para o desempenho de um dado tipo de pneu segundo Dixon (1996). Outros modelos (círculo de atrito, modelo da elipse, etc.), apresentam problemas com o fato de não descrever com precisão a inter-relação entre o desempenho longitudinal e lateral para uma dada condição da interface pneumático-pavimento segundo LIMPert (1992).

Um estudo deste tipo requer a adoção de modelos mais precisos e complexos o que transborda os limites e objetivos de nossa pesquisa. Por isto não serão apresentados aqui resultados na condição do veículo realizando um movimento curvilíneo e com a aplicação de esforços de desaceleração.

5.8 Estabilidade direcional considerando modificações introduzidas ao veículo combinado exemplo.

Para as modificações realizadas no veículo real exemplo, que consistem em colocar mais um eixo na traseira do cavalo e tirar um dos eixos do semi-reboque, mantendo-se praticamente iguais as outras características do veículo (veja epígrafe 3.5), foram obtidos os resultados que apresentam-se a seguir.

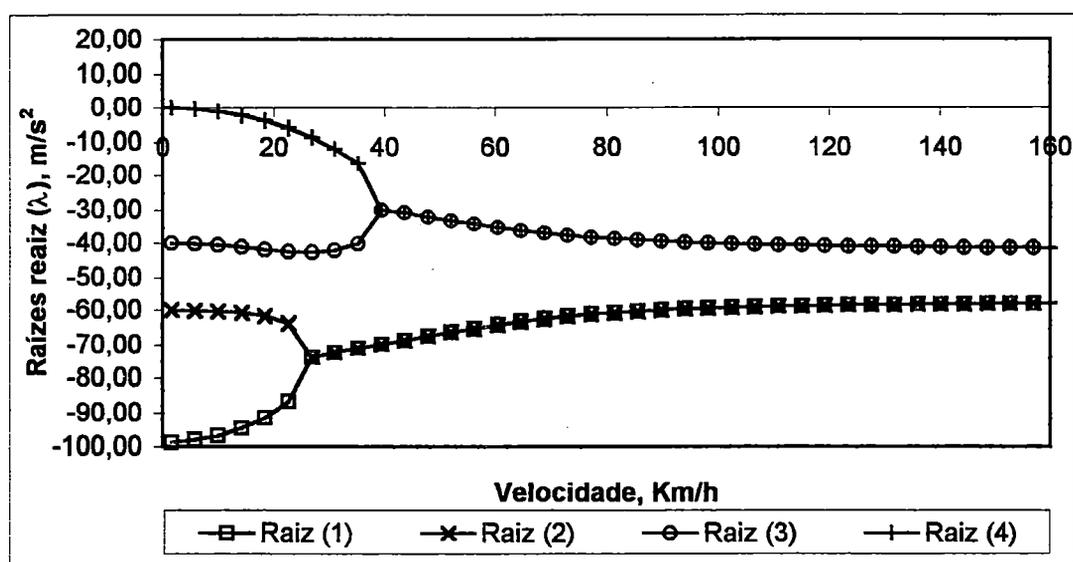


FIGURA 78 - Raízes reais para o movimento do veículo modificado na reta em condição de carregamento total e comprimento médio da carga.

Se comparamos a Figura 78 com a Figura 27 vemos uma variação no modo da resposta associado aos movimentos do cavalo que responde com a soma de dois movimentos oscilatórios a partir de 27 km/h aproximadamente. Neste caso, isto está associado à posição do c.g. do semi-reboque modificado carregado um pouco mais para à frente (de acordo com os limites do passeio) que no caso do veículo real. No entanto, os valores absolutos das raízes reais negativas são maiores e as taxas de amortecimento tem valores melhores como pode ser visto na Figura 79 (compare-se com a Figura 28). Assim, para esta condição de movimento, o veículo modificado é estável e tem um desempenho um pouco melhor que o do veículo real.

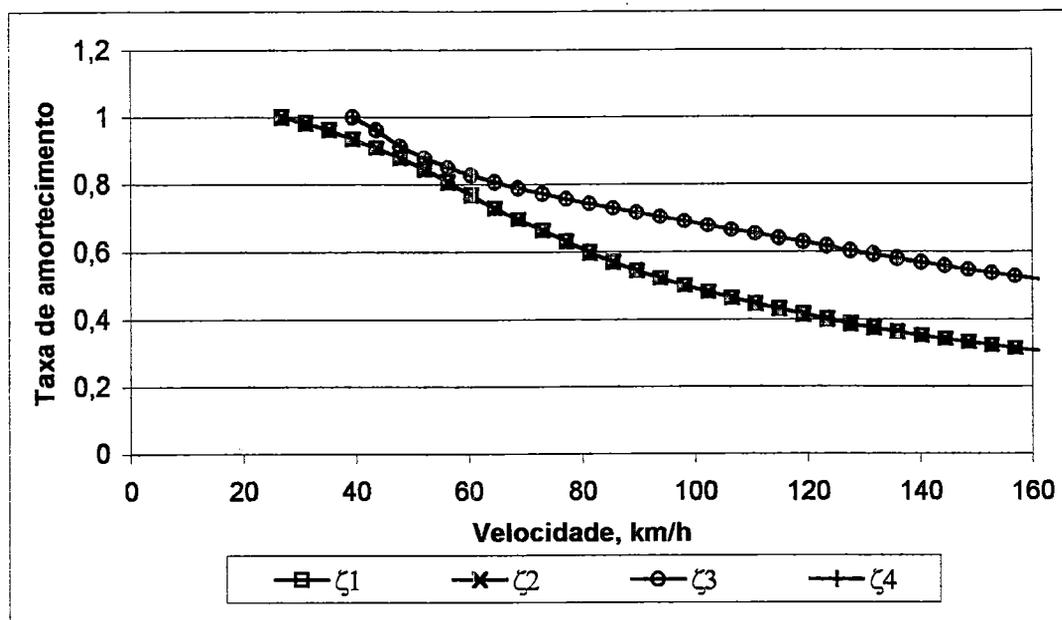


FIGURA 79 - Taxas de amortecimento para o movimento do veículo modificado na reta em condição de carregamento total e comprimento médio da carga.

Com o veículo realizando uma curva de raio pequeno (75 m), como mostra-se nas Figuras 80 e 81, temos que o veículo modificado, também na curva, apresenta movimentos oscilatórios associados aos movimentos do cavalo a partir de 27 km/h, e terá melhores valores das taxas de amortecimento a partir de 40 km/h e até a velocidade de tombamento (60 km/h), sendo mais estável que o veículo real (compare-se com as Figuras 29 e 30). Também observa-se que as taxas de amortecimento dos movimentos associados com o cavalo e com o semi-reboque tem valores bem próximos, apresentando uma resposta das duas unidades bem semelhante uma da outra.

Para o caso do veículo modificado realizando uma curva de raio grande (Figuras 82 e 83) vemos que o modo da resposta é praticamente o mesmo que para os casos anteriores, mas apresenta melhores taxas de amortecimento (compare-se com as Figuras 31 e 32) para as velocidades baixas e medias que são as velocidades com as quais são realizadas as curvas na prática. Isto está associado à posição do c.g. do semi-reboque modificado carregado um pouco mais para frente que no caso do veículo real.

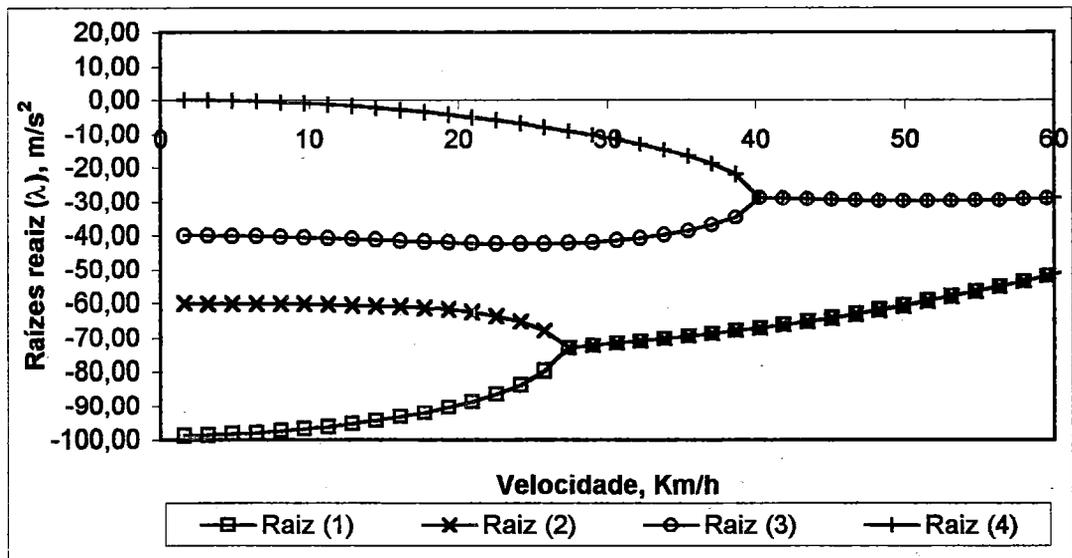


FIGURA 80 - Raízes reais para o movimento do veículo modificado na curva de raio 75 m, em condição de carregamento total e comprimento médio da carga (velocidade de tombamento 60 km/h).

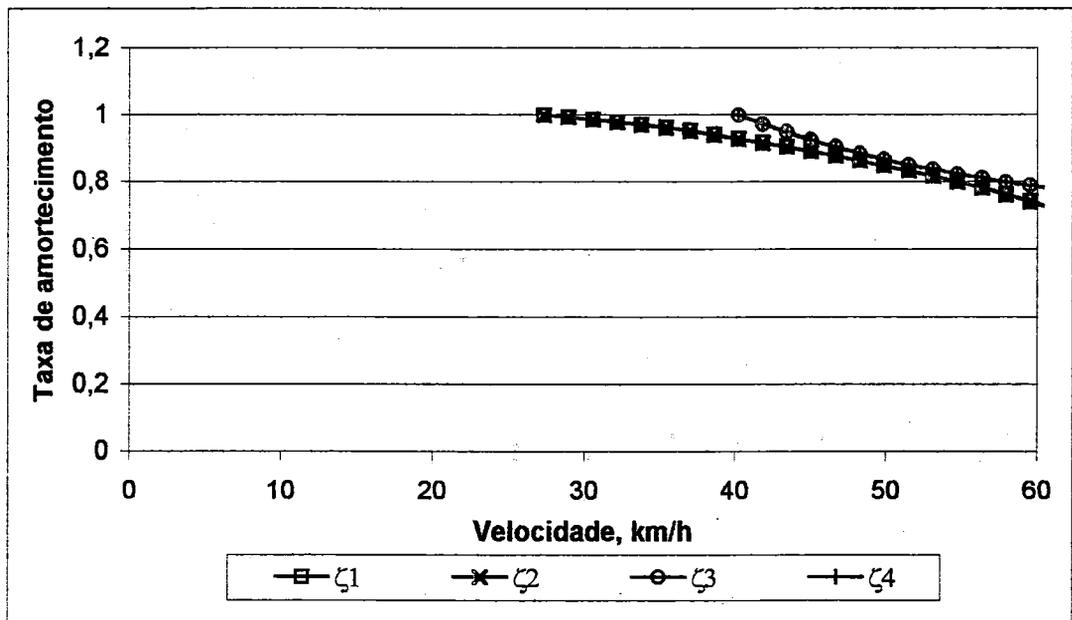


FIGURA 81 - Taxas de amortecimento para o movimento do veículo modificado na curva de raio 75 m, em condição de carregamento total e comprimento médio da carga (velocidade de tombamento 60 km/h).

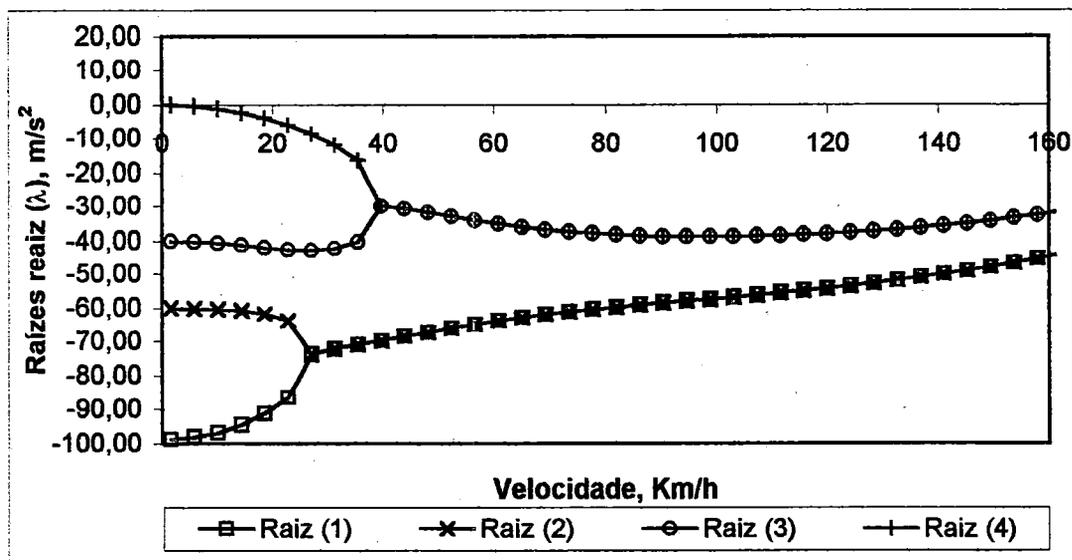


FIGURA 82 - Raízes reais para o movimento do veículo modificado na curva de raio 500 m, em condição de carregamento total e comprimento médio da carga (velocidade de tombamento 154 km/h).

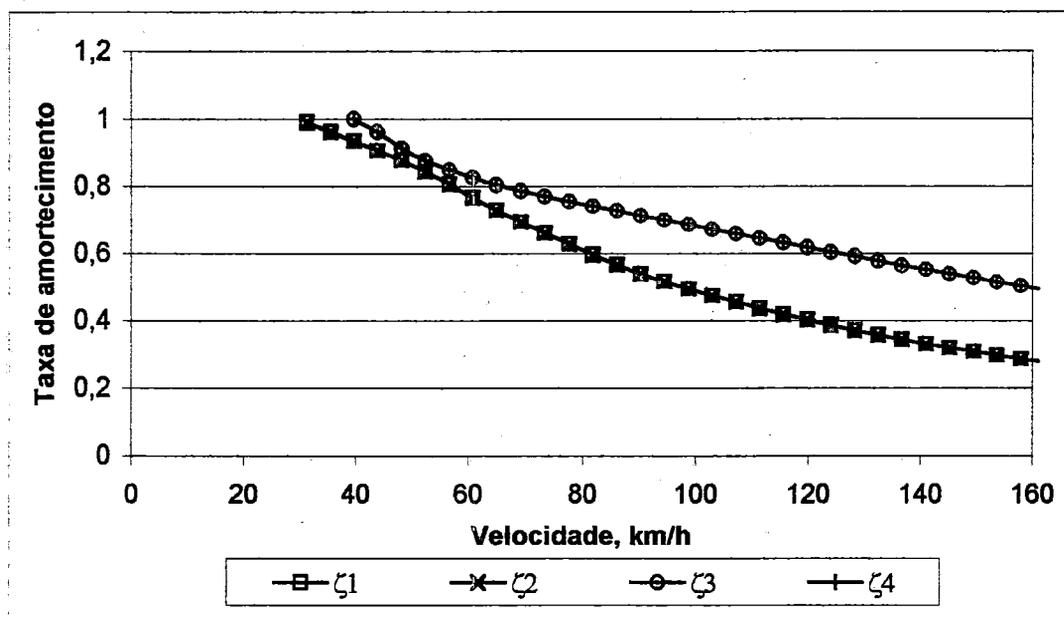


FIGURA 83 - Taxas de amortecimento para o movimento do veículo modificado na curva de raio 500 m, com carregamento total e comprimento médio da carga (velocidade de tombamento 154 km/h).

Para o veículo modificado na reta e a velocidade de 100 km/h temos na Figura 84 o gráfico das raízes no plano complexo, onde observa-se que todas as

raízes estão concentradas na metade esquerda do gráfico, o que significa que o veículo é estável. Na Figura 86 vemos que apesar disto existem várias posições do c.g. (no gráfico rótulos em itálico) onde os valores das taxas de amortecimento são baixos. Se comparados os valores das taxas de amortecimento para as posições do c.g. dos dois veículos (Figuras 34, 35, 85 e 86) veremos que para quase todas as posições as taxas do veículo modificado são melhores que as do veículo real.

Finalmente na Figura 87 é mostrado o gráfico das raízes versus velocidade para a posição mais crítica do c.g. (a mais próxima aos eixos do semi-reboque) resultando que o veículo se tornará instável a partir de 136 km/h com o c.g. nessa posição (para o veículo real isto acontece a 90 km/h aproximadamente).

Pode-se esperar então um desempenho na estabilidade do veículo modificado melhor que o veículo real (compare-se com as Figuras 33, 34, 35 e 36), o que poderia ser provocado, entre outros fatores, pelo aumento da massa do cavalo para o veículo modificado o que diminui as forças laterais no ponto de conexão e conseqüentemente os movimentos oscilatórios do semi-reboque.

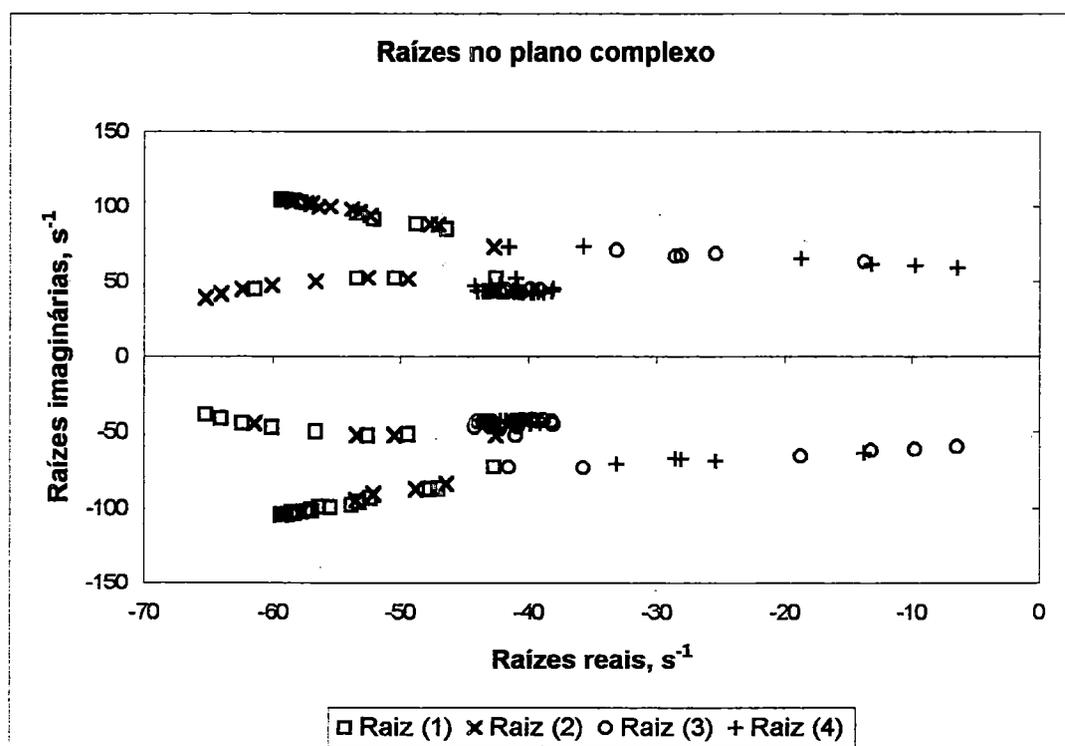


FIGURA 84 - Raízes no plano complexo para o veículo modificado movimentando-se na reta com velocidade de 100 km/h.

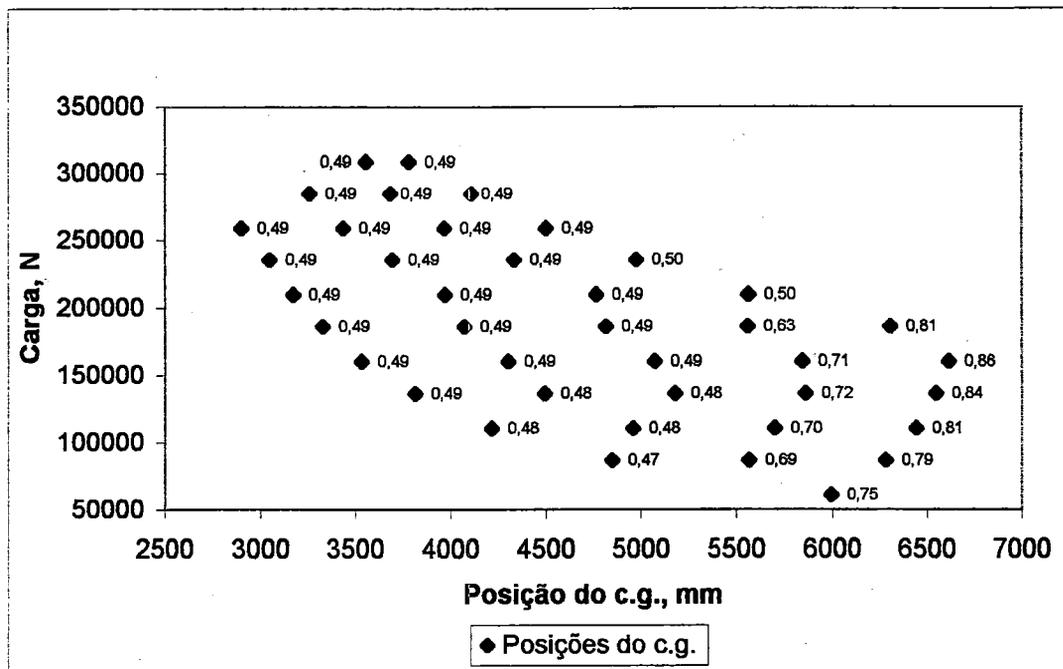


FIGURA 85 - Taxas de amortecimento correspondentes as raízes 1 e 2 para cada posição do c.g. do veículo modificado, na reta e a velocidade 100 km/h.

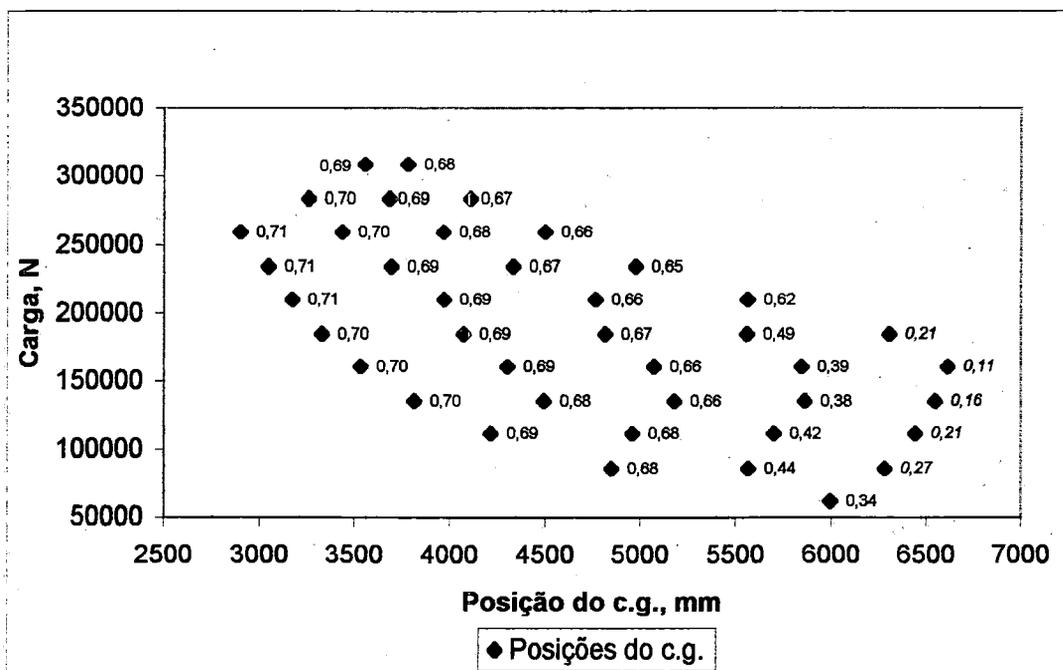


FIGURA 86 - Taxas de amortecimento correspondentes as raízes 3 e 4 para cada posição do c.g. do veículo modificado, na reta e a velocidade 100 km/h.

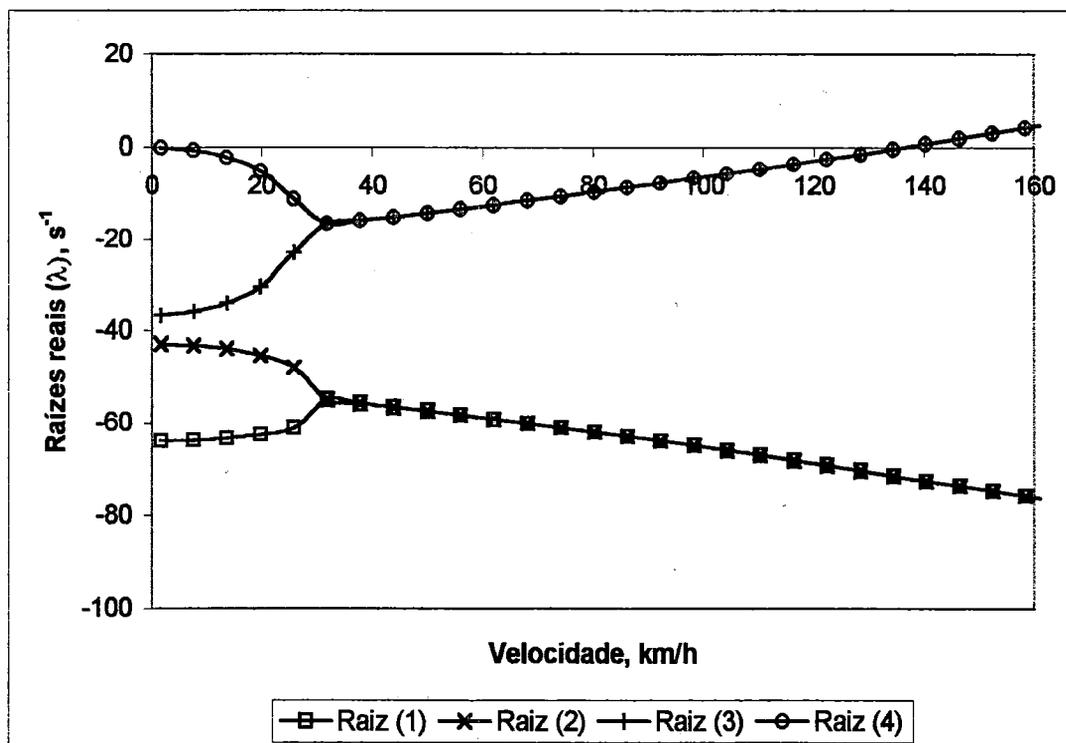


FIGURA 87 - Raízes reais para a posição do c.g. mais instável do veículo modificado na reta.

Para o caso de realizar-se uma curva de raio médio (250 m) temos nas Figuras 88 e 89 os resultados para o veículo modificado. Aqui vemos que, diferentemente do veículo real (ver Figuras 40 e 41), nesta condição o veículo modificado ainda não apresenta posições do c.g. com taxas de amortecimento negativas para velocidades inferiores à velocidade de tombamento do veículo (neste caso de 124 km/h aproximadamente), ou seja, o veículo é estável para qualquer posição que o c.g. ocupe, embora em posições próximas dos eixos traseiros do semi-reboque apresentam-se taxas de amortecimento baixas. Na Figura 90 pode-se constatar como para a pior posição do passeio do c.g. o veículo combinado apresentará comportamento estável até a velocidade de tombamento, diferentemente também do veículo real (ver-se Figura 42) que perde a estabilidade antes do tombamento.

Na Figura 91 mostra-se o comportamento do veículo modificado realizando uma curva grande (raio de 500 m) com o c.g. na posição mais para atrás da área do passeio do c.g. do semi-reboque.

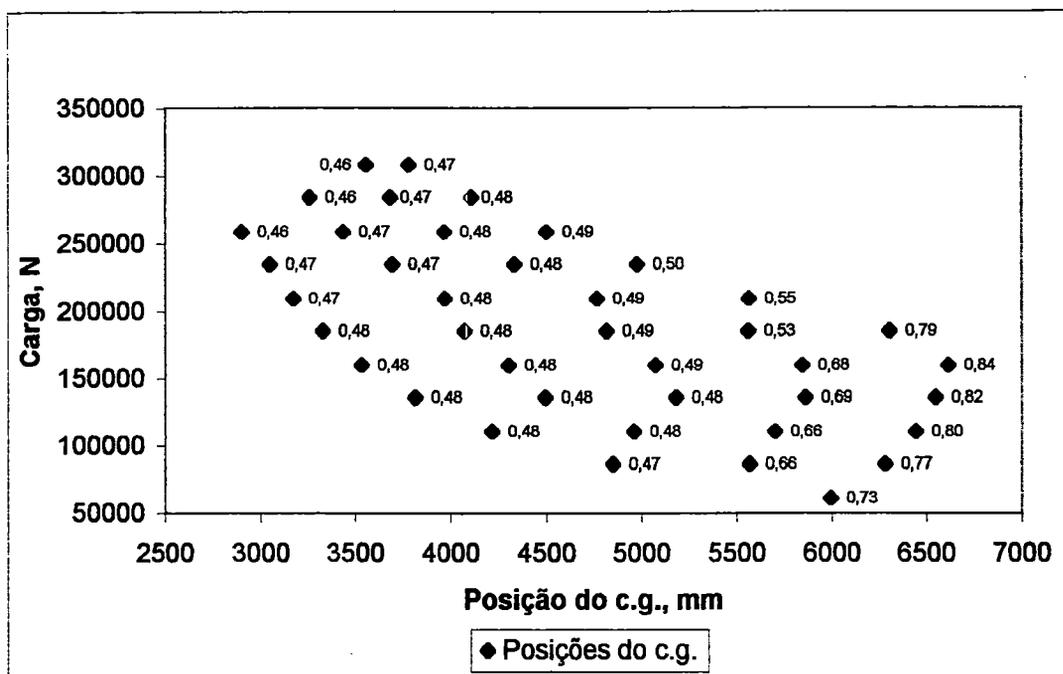


FIGURA 88 - Taxas de amortecimento, raízes 1 e 2, para cada posição do c.g. do veículo modificado, na curva de raio 250 m e velocidade de 100 km/h.

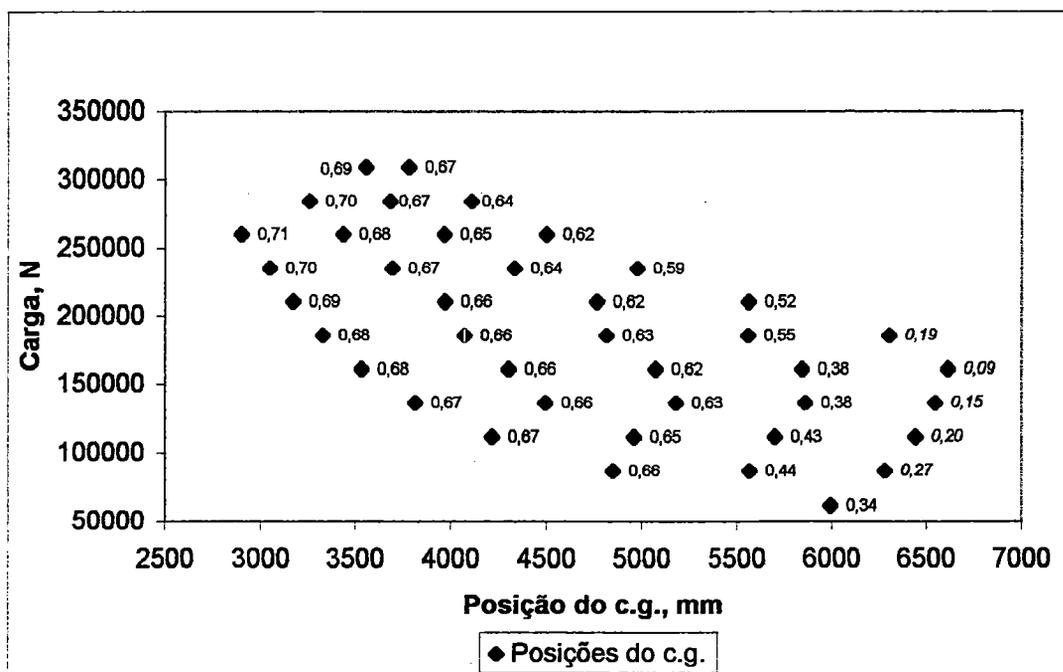


FIGURA 89 - Taxas de amortecimento, raízes 3 e 4, para cada posição do c.g. do veículo modificado, na curva de raio 250 m e velocidade de 100 km/h.

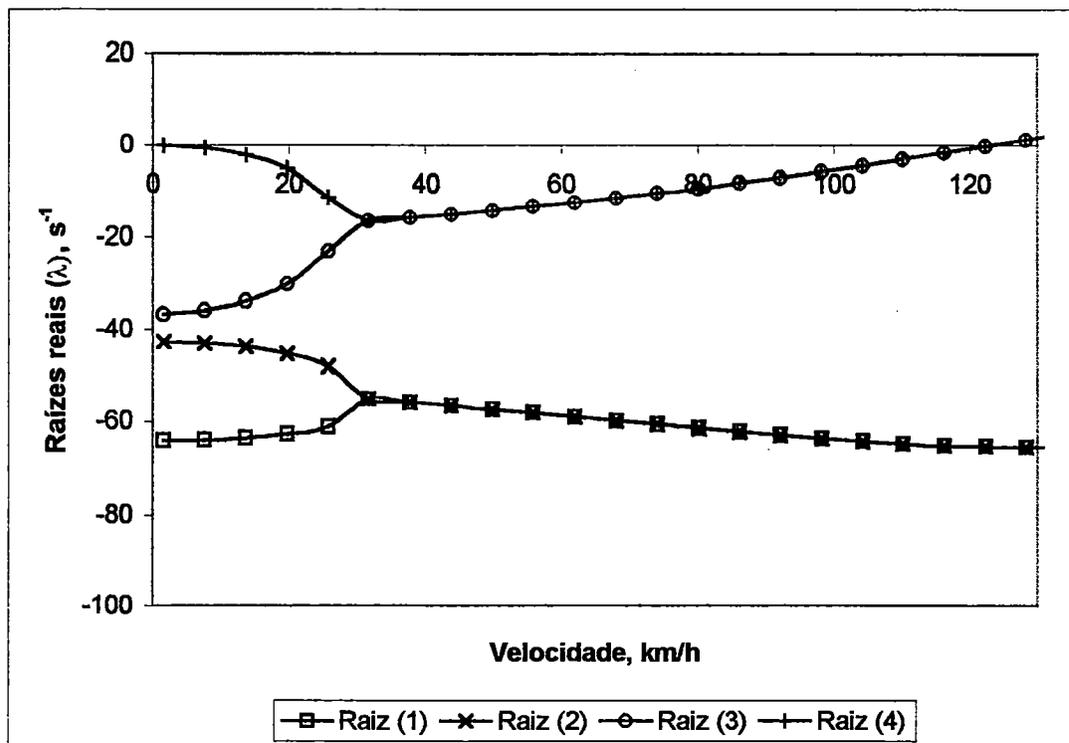


FIGURA 90 - Raízes reais para a posição do c.g. com menor valor da taxa de amortecimento, veículo modificado, na curva de raio 250 m (velocidade de tombamento 124 km/h).

Na Figura 91 pode-se ver que a partir de aproximadamente 130 km/h e até a velocidade de tombamento (175 km/h) o veículo será instável, diferentemente do veículo real em que a velocidade de perda da estabilidade para esta condição de movimento é de 90 km/h aproximadamente.

Constata-se aqui que para uma mesma posição do c.g. e em iguais condições de movimento do veículo o modo da resposta será similar a partir de determinado valor aproximado do raio de curva (comparar as Figuras 90 e 91). Observa-se também que a partir de raios de curva de aproximadamente 200 m o veículo sempre apresenta posições do c.g. para as quais seu comportamento é instável a velocidades maiores de 120 km/h aproximadamente e até a velocidade de tombamento, diferentemente do veículo real em que isto acontece a partir de 90 km/h aproximadamente (ver Figuras 42 e 45). Na medida que o raio de curva é maior aumenta o número de posições do c.g. com amortecimento positivo muito baixo ou

até com amortecimento negativo, mas sempre a partir de 120 km/h, independentemente do valor do raio de curva.

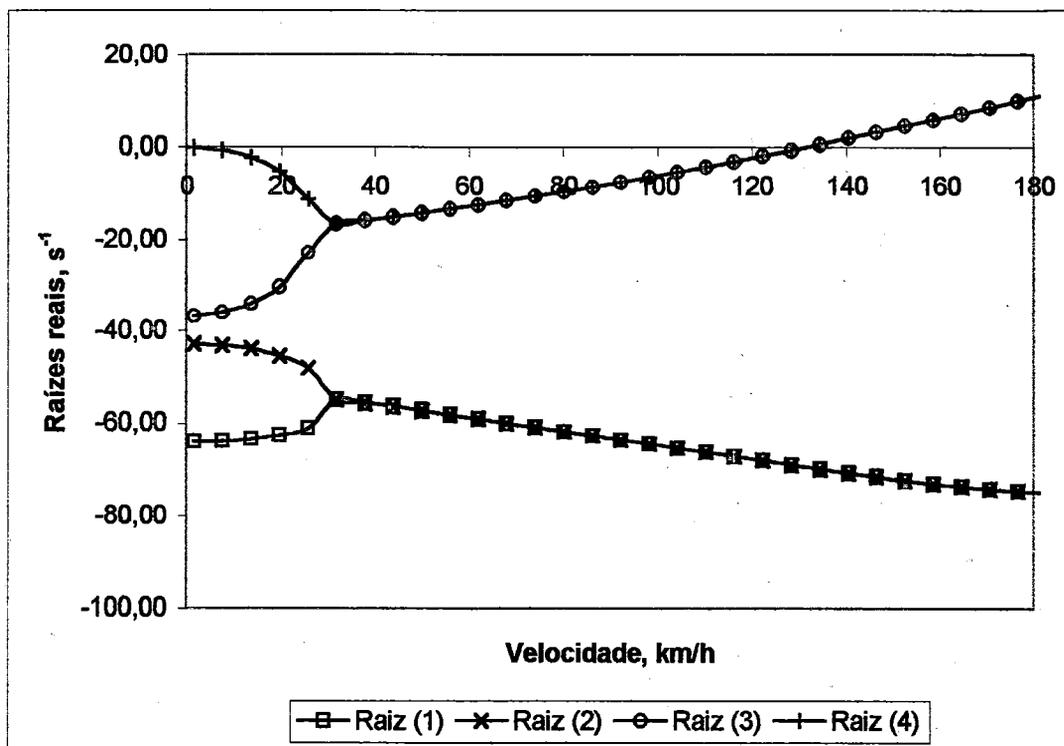


FIGURA 91 - Raízes reais para a posição do c.g. com menor valor da taxa de amortecimento, veículo modificado, na curva de raio 500 m (velocidade de tombamento 175 km/h).

Para a condição do veículo sem carga no semi-reboque (vazio) não observaram-se diferenças significativas no desempenho dos dois veículos, pelo qual não serão apresentados aqui os resultados do veículo modificado para esta condição. Observou-se uma pequena diferença no valor da velocidade de tombamento que para o veículo modificado vazio é um pouco menor devido às modificações introduzidas que elevaram, em pequena medida, a altura do c.g.

Na Figura 92 são mostradas as velocidades de tombamento para as principais posições do c.g. do semi-reboque de acordo com o passeio do c.g. em dependência do valor do raio de curva (a Figura foi construída a partir dos dados da Tabela 8). Aqui pode ser observado também que para a posição do c.g. correspondente à condição do veículo totalmente carregado a velocidade de tombamento do veículo modificado sempre é menor quando comparada com o valor da velocidade de

tombamento do veículo real, para esta mesma condição. No entanto, para a posição mais para trás do passeio acontece o contrário: a velocidade de tombamento do veículo real é menor que a do modificado, devido à altura do c.g. nesta posição ser maior para o veículo real.

Em resumo, podemos concluir que em quase todas as condições de movimento o veículo modificado tem melhor desempenho na estabilidade direcional que o veículo real. Isto é grandemente influenciado pelas próprias características do passeio do c.g. que apresenta uma área mais ampla, possibilita colocar a carga máxima em mais de uma posição (diferentemente do veículo real onde é uma posição única no plano longitudinal) e tem uma distribuição das posições do c.g. mais favorável de acordo com os resultados mostrados aqui: posições mais para trás a uma menor altura, posições mais para frente a maior altura, e as posições mais altas situadas mais para frente (sempre comparadas com o passeio do veículo real).

Assim vimos que a estabilidade direcional é uma função da posição do centro de gravidade das unidades do veículo combinado, sobretudo do semi-reboque, motivo pelo qual os estudos das características dinâmicas destes veículos devem sempre ser realizados considerando qualquer condição operacional de carregamento através da utilização da técnica de balanceamento estático (passeio do c.g.).

TABELA 8 – Velocidades de tombamento (km/h) para as principais posições do centro de gravidade do semi-reboque.

Raio de curva, (m)	Posições principais do centro de gravidade do semi-reboque, (mm)					
	Veículo real			Veículo modificado		
	Carga máx.	+ atrasada	Vazio	Carga máx.	+ atrasada	Vazio
75 m	61	64	79	60	67	77
150 m	85	89	113	85	97	109
250 m	110	113	144	107	124	139
500 m	155	161	203	154	175	194

OBS: A posição "+ atrasada" é a posição do c.g. mais próxima dos eixos do semi-reboque.

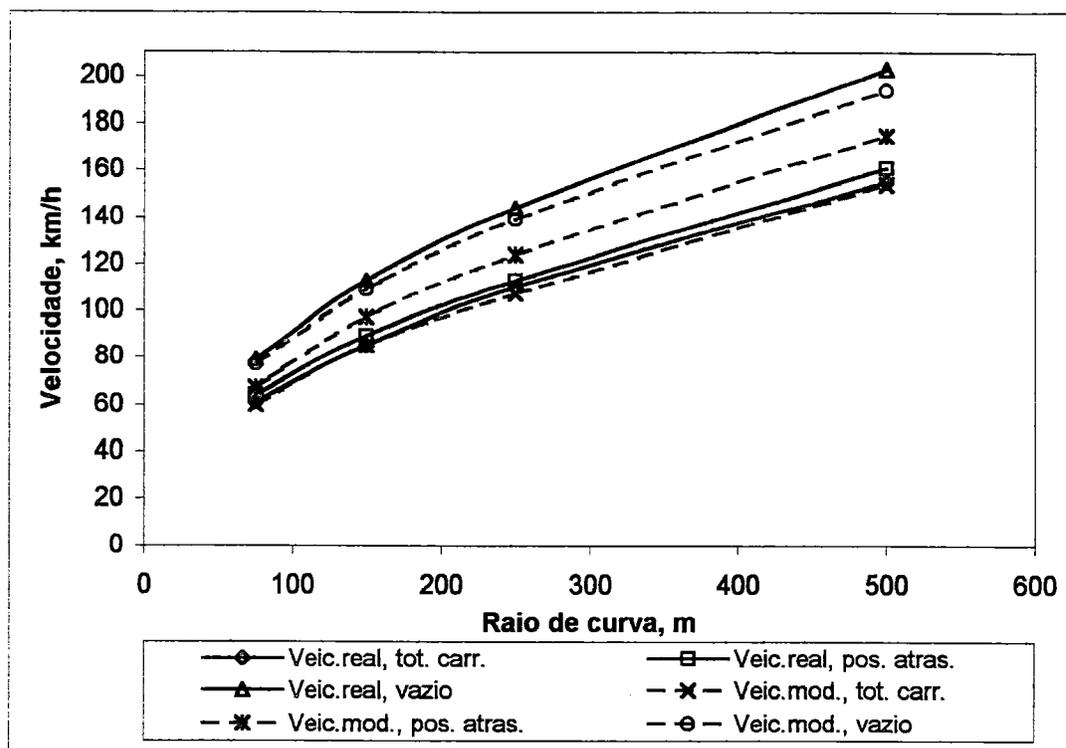


FIGURA 92 - Velocidades de tombamento para as principais posições do centro de gravidade do semi-reboque em dependência do raio de curva.

6. CONCLUSÕES

Em nossa pesquisa tem-se realizado um estudo teórico sobre a estabilidade direcional de veículos rodoviários comerciais combinados, em particular as combinações cavalo semi-reboque, utilizando a técnica de balanceamento estático ou passeio do centro de gravidade do veículo.

A aplicação desta técnica, muito utilizada na Engenharia Aeronáutica e na atualidade também na Engenharia Automotiva, já tem aplicação a este tipo de veículo de transporte de cargas para o estudo da freagem (FERNANDES (1994), mas para estudos de estabilidade sua utilização é original no Brasil.

Pela importância que a posição do centro de gravidade tem no comportamento dinâmico da combinação veicular, foi necessário neste trabalho calcular a posição do centro de gravidade das unidades das combinações veiculares em estudo. Para isto utilizaram-se as equações antes usadas por FERNANDES (1994) para o caso específico da combinação cavalo semi-reboque e partindo do descrito por CANALE (1989).

O estudo do comportamento do veículo na estabilidade direcional com a aplicação da técnica do passeio do centro de gravidade do semi-reboque foi efetuado com a utilização das Figuras 21 e 23 construídas a partir dos dados obtidos pelo procedimento explicado no capítulo 4 desta Tese e mostrados nas Tabelas 3 e 5. Cada posição possível e admissível do centro de gravidade, obedecendo os limites impostos pelo fabricante do veículo e pela legislação vigente, representa um carregamento dado do veículo. Para muitas dessas posições do c.g. determinadas, foram obtidas as curvas que representam os movimentos característicos e as taxas de amortecimento do movimento do veículo para diferentes condições operacionais iniciais assumidas. Como resultado foi possível identificar as condições de operação e as posições do c.g. para as quais o desempenho do veículo na estabilidade é

desfavorável, assim como constatou-se a significativa influência que tem a posição do c.g. do semi-reboque sobre a estabilidade direcional do veículo. O mesmo procedimento aplicou-se também ao veículo modificado (ver Tabelas 6 e 7, e Figuras 24 e 25).

Foi possível constatar nas Figuras 35, 41, 76, 77, 86 e 89 que as posições do c.g. para as quais é possível o carregamento total do veículo, ou a posição do c.g. do semi-reboque vazio, não são as posições que resultam no pior desempenho do veículo na estabilidade, e que pelo contrário, existem posições que implicam em carregamentos intermediários que apresentam um desempenho inferior a esses dois carregamentos extremos.

As posições do c.g. mais próximas dos eixos do semi-reboque (para atrás dentro da área do passeio) foram identificadas como as que apresentam um pior desempenho em quase todas as condições de operação estudadas. Este resultado coincide com um outro obtido por FERNANDES (1994) no qual estas posições foram também as que mostraram ter um pior desempenho na freagem (ver Apêndice deste trabalho). Esta evidencia é preocupante por dois fatores a ter-se em consideração aqui: o primeiro é a tendência indicada por DIXON (1996) de ser usual que o efeito de adicionar carga nos veículos comerciais seja mover o centro de gravidade para atrás e um pouco para cima com relação à posição do c.g. do veículo vazio; o segundo é a tendência natural dos usuários do semi-reboque de três eixos de colocar a carga para atrás com o objetivo de passar nas balanças de controle de peso por eixos situadas em algumas rodovias brasileiras para fiscalizar o cumprimento da Legislação Brasileira de Pesos e Dimensões (ver ESTUDOS (1996)). Outros efeitos da colocação do c.g. da carga para atrás da área do passeio são derivados da menor força atuando sobre o eixo traseiro do cavalo o que cria condições propícias para o travamento deste eixo e o possível escorregamento lateral do cavalo ("jackknife"); para a diminuição do valor da velocidade para o qual surgem movimentos oscilatórios na combinação, e para o aumento da possibilidade de comportamento sobreesterçante do veículo.

As posições mais para a frente na área do passeio (as mais próximas da quinta roda) propiciam um desempenho na estabilidade melhor na maioria das condições operacionais estudadas devido ao maior peso dinâmico sobre o eixo traseiro do

cavalo o que tem um efeito contrário ao explicado anteriormente. Aqui a combinação apresenta certa tendência ao comportamento subesterçante e o menor peso dinâmico sobre os eixos do semi-reboque condiciona o aparecimento mais prematuro do travamento dos eixos e a possibilidade de acontecer o escorregamento lateral do semi-reboque (“trailer swing” ou “jackknife do semi-reboque”). Uma condição em que o c.g. situado para a frente dentro da área do passeio não tem um bom efeito na estabilidade é no caso de movimentos na curva de raio pequeno com momento de inércia pequeno. Aqui as taxas de amortecimento tem valor muito alto, o que também não é o mais favorável.

A posição do c.g. no plano longitudinal do semi-reboque influi diretamente no valor da velocidade para o qual começam a apresentar-se os movimentos de resposta oscilatória das unidades da composição veicular como deu para observar nas Figuras 27, 36, 39, 42, 48, 78 e 87. Assim uma posição mais para atrás na área do passeio antecipa a resposta oscilatória do semi-reboque e retarda o surgimento de movimentos oscilatórios associados com os movimentos de resposta do cavalo. Este efeito é maior durante movimentos retilíneos.

No plano vertical, a posição mais alta do c.g., que corresponde à condição do veículo com plena carga, apresenta-se, como não sendo a posição que provoca o comportamento menos estável do veículo. Durante movimentos curvilíneos esta posição é, logicamente, a de menor valor da velocidade de tombamento do veículo, mas as posições de pior estabilidade são as que ficam na região mais para atrás na área do passeio do c.g., que tendo uma velocidade de tombamento maior, podem apresentar, antes de acontecer o tombamento, um intervalo de velocidades de movimento em que a estabilidade é baixa ou em que perde-se a condição de comportamento estável, como pode ser vista nas Figuras 38, 41, 44, e 89.

Durante movimentos curvilíneos observou-se (ver Figuras 42, 45, 67, 70, 73, 90, e 91), sobretudo para curvas de raio médio e grande (a partir de 200 m), que existe um valor de velocidade (que é independente do valor do raio de curva), quase fixo para uma dada posição do c.g. e para uma mesma condição de movimento, a partir do qual surgem taxas de amortecimento negativas. Assim, determinado este valor de velocidade para a posição do c.g. com pior desempenho, pode-se garantir a realização das curvas com boa estabilidade sempre que o motorista do veículo tenha

essa informação e não ultrapasse este limite de velocidade. O mesmo pode ser feito na condição de movimentos retilíneos em que a informação e o cumprimento de limites de velocidade garante um comportamento estável em uma dada condição de movimento.

A variação da massa do veículo mostrou-se como um fator que influi grandemente na estabilidade, tendo-se que para a condição do movimento do veículo com carga máxima o desempenho na estabilidade piora, sobretudo na curva, onde a elevação da posição do c.g. diminui o valor da velocidade de tombamento e para curvas de raio médios e grandes podem surgir baixos amortecimentos ou instabilidades antes do tombamento (ver Figuras 46, 47, 48, 49, 50, e 51).

A variação do momento de inércia de guinada do semi-reboque mostrou-se, junto com a variação da posição do c.g. da unidade rebocada, como os fatores que maior influência tem na estabilidade direcional destes veículos articulados. Assim o aumento do momento de inércia provoca mudanças no modo da resposta do veículo (ver Figuras 52, 27, 53, 55, 31, e 56), sendo que antecipa a resposta oscilatória do semi-reboque e retarda o surgimento de movimentos oscilatórios associados com os movimentos de resposta do cavalo. Este efeito se deve às maiores forças atuando sobre o cavalo através do mecanismo da quinta roda. O aumento da inércia sempre prejudica a estabilidade do veículo (Figuras 54, 28, 57, 32, 58, 33, 61, 66, 69 e 72), sobretudo quando combina-se com a posição do c.g. mais para atrás dentro da área do passeio, o que constitui a pior condição operacional quanto ao desempenho na estabilidade direcional. Assim pode-se concluir aqui que a maneira em que é carregado o veículo, do qual depende o valor do momento de inércia de guinada do semi-reboque, deve ser observada rigorosamente, pois, é determinante na margem de estabilidade que apresenta o veículo em uma condição de movimento dada.

Cargas de menor comprimento (na direção do eixo longitudinal) e da menor altura da posição do c.g. possíveis são preferíveis para garantir o desempenho na estabilidade direcional do veículo. A posição do c.g. do semi-reboque carregado, próxima da posição do c.g. do semi-reboque vazio, mas um pouco para frente e com pouca altura é o preferível para qualquer condição operacional de carregamento e movimento para os veículos combinados aqui estudados, resultado este um pouco diferente ao obtido por PFLUG (1986), sem considerar o passeio do c.g., para uma

outra configuração de cavalo semi-reboque. Para o caso de cargas muito compridas a melhor opção será colocar o c.g. da carga para frente e baixo quanto possível.

Assim, o estudo do desempenho do veículo combinado na estabilidade direcional empregando a técnica do passeio do c.g. permite a otimização do carregamento do semi-reboque fornecendo informações importantes para os usuários destes veículos quanto seu uso com maior segurança e eficiência, e permite aos projetistas identificar os carregamentos e posições do c.g. com menor margem de estabilidade para serem estudados com maior profundidade. Também permite a otimização do regime de velocidades para as quais é permitido pela legislação a movimentação destes veículos, tendo em consideração o fato de que, em valores de velocidades em que normalmente eles são usados, observam-se instabilidades na presença de determinadas condições de utilização do veículo.

Uma outra conclusão importante deste trabalho esta relacionada com a comparação da combinação veicular real com uma outra que é o veículo real modificado. Viu-se que realmente o amplo uso da combinação real no Brasil esta dado por considerações econômicas e legais e não por considerações técnicas. O estudo de estabilidade realizado para a combinação modificada e a posterior comparação entre essas duas configurações veiculares, deu como resultado que o veículo real tem um desempenho na estabilidade pior que o veículo modificado o que pode ser constatado nas Figuras da 78 até a 91. Consequentemente, levantam-se subsídios para o maior uso no futuro da combinação veicular composta por um cavalo de três eixos e um semi-reboque de dois eixos como é mais usual fora do Brasil.

O modelo matemático adaptado e aplicado para o estudo e a ferramenta computacional desenvolvida permitem a simulação do desempenho na estabilidade deste tipo de veículos e possibilita a previsão teórica do comportamento do veículo em qualquer condição operacional e de carregamento, o que possibilita compreender com maior abrangência e precisão os fenômenos físicos que ocorrem na interação do sistema veículo-carga-pavimento. Deste modo podem-se otimizar as características de desempenho e estudar e desenvolver os sistemas veiculares a menor custo e tempo e sem as dificuldades próprias dos estudos experimentais da estabilidade que

envolvem riscos, danos, altíssimos custos, e pessoal, instalações e equipamento muito especializado.

Os resultados deste trabalho, quando unidos aos resultados obtidos por FERNANDES (1994) quanto ao desempenho na freagem, permitem fazer uma previsão ampla do desempenho do veículo em qualquer condição operacional e qualquer carregamento possível e admissível. Isto possibilita oferecer aos usuários do equipamento mapas de desempenho dinâmico do veículo com informações valiosas sobre as condições de operação com menor margem de estabilidade para que possam ser evitadas e, assim, o veículo combinado possa ser usado com maior segurança e eficiência.

Finalmente o trabalho pretende ser uma contribuição efetiva para a elevação da segurança veicular no Brasil pelo fato de estar direcionado principalmente aos usuários dos veículos, que são os que em última instância decidem, com suas ações cotidianas, a segurança do movimento veicular nas estradas. Eles, em muitos casos, atuam erradamente pelo desconhecimento da influência das variáveis aqui estudadas no desempenho e segurança do veículo e baseiam suas decisões sobretudo em considerações econômicas e legais, e não técnicas. O trabalho também pretende transpor à realidade brasileira este tipo de pesquisa usando técnicas de estudo mais abrangentes e dentro das tendências atuais para estudos da dinâmica veicular.

Ainda é necessário afirmar que os resultados mostrados são válidos para o tipo de veículo e as condições aqui mostradas e que, para estudos de outras configurações veiculares e em outras condições diferentes às aqui adotadas, será necessário estudar e avaliar a estabilidade para cada caso concreto e particular, podendo-se obter resultados diferentes aos aqui apresentados.

7. RECOMENDAÇÕES

O trabalho desenvolvido aqui, pretendendo ser um ponto de partida para estudos deste tipo no Brasil, recomenda-se ser continuado nas direções que comentamos a seguir.

Estudar a estabilidade direcional de combinações veiculares compostas por um mesmo cavalo e semi-reboques diferentes para que se tenha uma informação mais ampla sobre a estabilidade das combinações mais usadas no Brasil.

Desenvolver pesquisas da estabilidade direcional para outros tipos de veículos articulados de amplo uso no Brasil como as combinações caminhão reboque (a chamada "Romeu e Julieta") e outras combinações multiarticuladas ("treminhões" por exemplo).

Ampliar os estudos da estabilidade considerando o efeito aerodinâmico do vento que causa força lateral e momento de guinada sobre o veículo. Isto é importante sobretudo para unidades rebocadas muito altas ou para cargas altas.

Considerar em estudos da estabilidade direcional a influência da ação combinada da força longitudinal e lateral no pneumático durante a freagem em uma curva o que é comum em situações de emergência que antecedem a muitos acidentes. Para isto será necessário um modelo de pneumático adequado e dados que permitam a maior abrangência e precisão dos resultados.

Desenvolver ferramentas computacionais ("softwares") que automatizem os cálculos e agilizem a obtenção dos resultados numéricos e gráficos. Estes programas computacionais deverão abranger todas as possíveis variáveis de estudo e deverão poder ser aplicados a combinações veiculares articuladas de diferentes tipos e configurações.

Desenvolver novos modelos matemáticos e novos métodos analíticos da estabilidade tendo em consideração um maior número de efeitos e variáveis e maior precisão nos resultados.

Usar técnicas de simulação mais avançadas já existentes como por exemplo o programa de simulação "Trucksim".

Entrar no uso de novos métodos de estudo da dinâmica veicular aplicáveis a estudos de estabilidade, como poderiam ser o uso de técnicas de modelagem de sistemas multicorpos (programa "Adams", por exemplo) ou a utilização da técnica de redes neurais.

Estudar a estabilidade veicular para regimes não permanentes (transientes) usando métodos de linearização e outros avanços matemáticos para análise de sistemas não lineares.

Também recomenda-se ações encaminhadas à conscientização das autoridades e empresários sobre as vantagens da utilização no país da combinação veicular composta por um cavalo de três eixos e um semi-reboque de dois eixos por ser mais estável e danificar menos o pavimento. Uma revisão da legislação que incentiva o uso da combinação de cavalo de dois eixos e semi-reboque de três eixos seria oportuna e conveniente, assim como procurar vias para a informação e educação dos usuários destes veículos com relação a seu uso mais seguro e eficiente.

As propostas de trabalhos futuros aqui expostas, assim como a recomendação da substituição da combinação veicular real estudada neste trabalho e o aperfeiçoamento da legislação vigente, visa a elevação da segurança veicular nas estradas de um país com alto volume de transporte de cargas pela via rodoviária e com um alto número de acidentes envolvendo veículos comerciais articulados, motivo pelo qual o aprofundamento destas pesquisas baseadas na realidade dos problemas atuais do transporte rodoviário brasileiro é de grande importância para o país.

ANEXO – Figuras

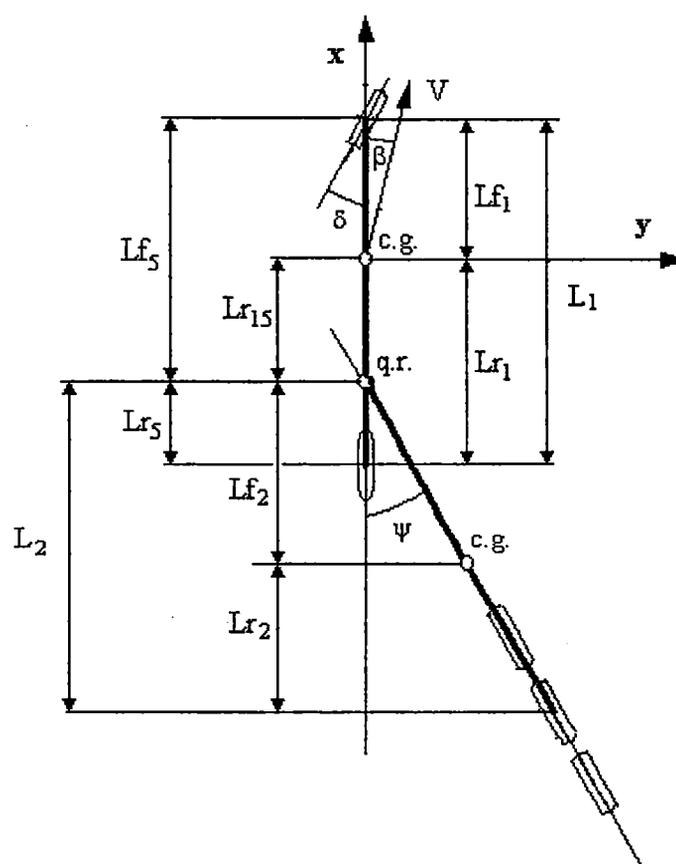


FIGURA 93 – Principais dimensões geométricas do cavalo semi-reboque em um modelo "single track"

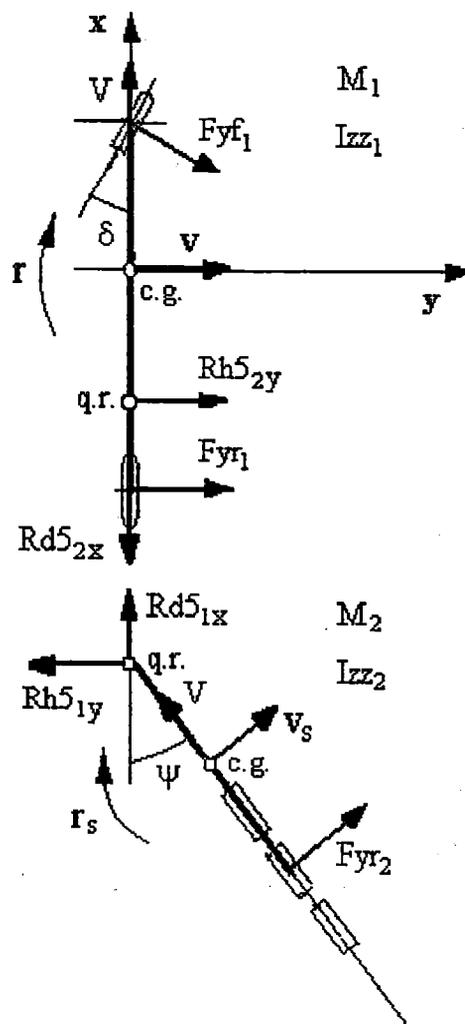


FIGURA 94 – Diagrama de corpo livre para o cavalo e o semi-reboque no modelo “single track”

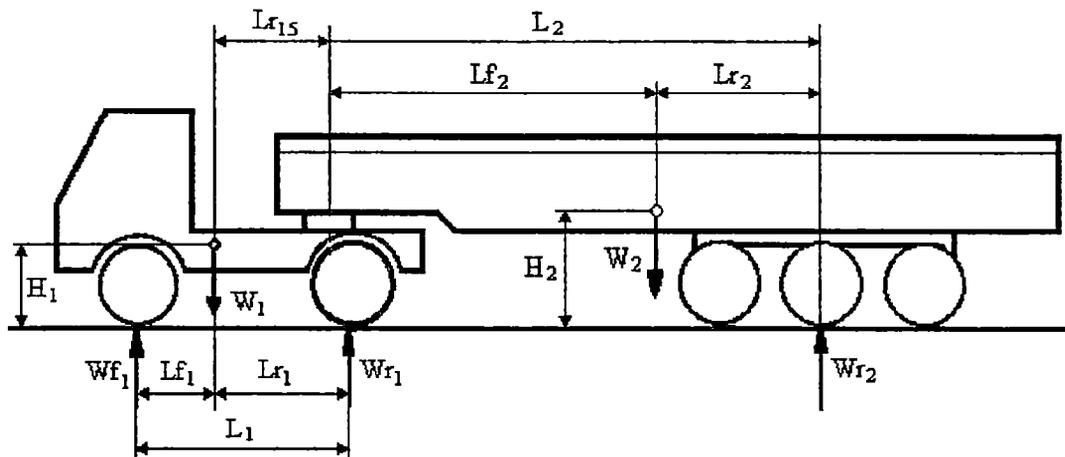


FIGURA 95 – Forças estáticas no cavalo e no semi-reboque

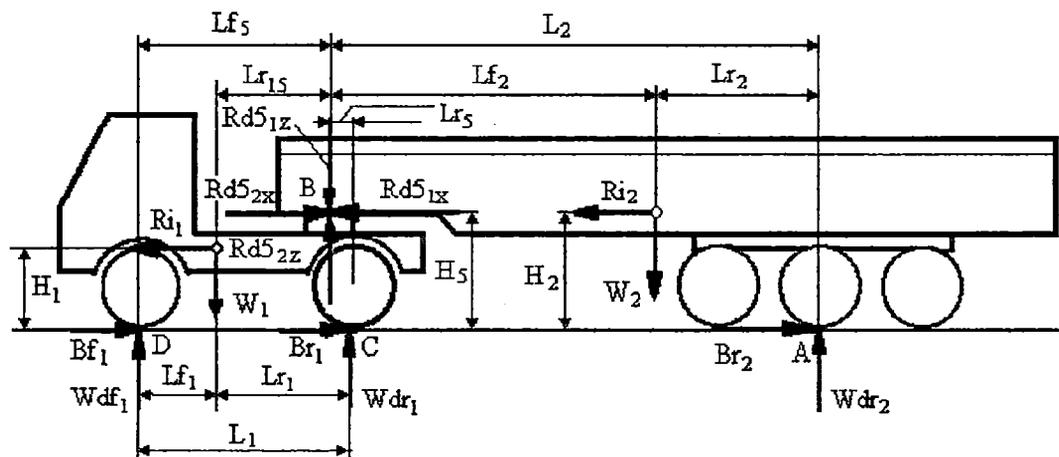


FIGURA 96 – Forças no cavalo semi-reboque durante a ação de forças de desaceleração

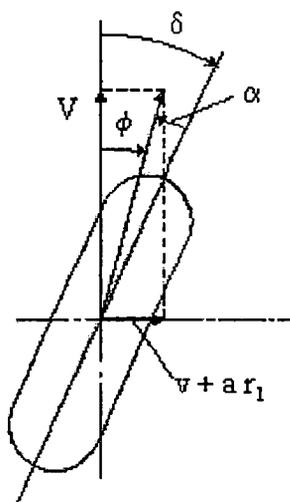


FIGURA 97 – Cinemática da roda dianteira
do cavalo

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AFANASIEV, L.L. et al. (1983). *Konstruktivnaya besopasnost avtomobiliya*, Moscou, Machinostroenie.
- ALLEN, R.W. et al. (1987). Steady state and transient analysis of ground vehicle handling. (*SAE Technical Paper Series*, paper 870495).
- ALLEN, R.W. et al. (1990). Field testing and computer simulation analysis of ground vehicle dynamic stability. (*SAE Technical Paper Series*, paper 900127).
- ALLEN, R.W.; ROSENTHAL, T.J. (1994). Requeriments for vehicle dynamics simulation models. (*SAE Technical Paper Series*, paper 940175).
- ANDERSON, R.J; KURTZ, E.F. (1977). Dynamic stability of automobiles towign trailers. In: CANCAM 77, Vancouver, *Proceedings*. Vancouver, B.C..
- BAKKER, E.; NYBORG L.; PACEJKA H.B. (1987). Tyre modelling for use in vehicle dynamics studies. (*Society of Automotive Engineering*, paper No. 870421).
- BAKKER, E.; PACEJKA H.B.; LIDNER, L. (1989). A new tire model with an application in vehicle dynamics studies. (*Society of Automotive Engineering*, paper No. 890087).
- BERGMAN, W. (1961). Theoretical prediction of the effect of traction on cornering forces. *SAE Transactions*, vol.69, p.614.

- BERGMAN, W.; BEAURGARD, C. (1974). Transient tire properties. (*SAE Technical paper series*, paper 740068).
- BERGMAN, w. (1977). Critical review of the state of the art in the tire force and moment measurements. (*SAE Technical paper series*, paper 770331).
- BERNARD, J.E. (1974). Articulated vehicle simulation: a fresh approach to some recurring problems. In: WINTER SIMULATION CONFERENCE, Washington, 1974. *Proceedings*. Elmont, p.540-49.
- BERNARD, J.E. (1974a). A digital computer method for the prediction of the directional response of trucks and tractor trailers. *SAE Transactions*, v.82, p.710.
- BIRD K.D.; MARTIN J.F. (1973). The Calspan tire research facilities, design, development and initial test result. *SAE Transactions*, v.82, p.2012.
- BISIMIS, E. (1975). Oscillatory instability of a tractor semi-trailer vehicle – a case study. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON VEHICLE SYSTEM DYNAMICS, 3., Amsterdam, 1975. *Proceedings*. Amsterdam, p.70-83.
- BORGES, J.A.F. et al. (1994). Dynamic simulation of a heavy articulated truck. In: INTERNATIONAL MODAL ANALISIS CONFERENCE, 12., Honolulu, 1994. *Proceedings*. Honolulu, IMAC, p. 1448-53.
- BORGES, J.A.F. (1995). *Modelagem tridimensional não linear de veículos articulados pesados tipo cavalo mecânico – carreta*. Uberlandia. 190 p. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Uberlandia.
- BORGES, J.A.F. et al. (1998). About the dynamic of a truck – trailer vehicle. In: INTERNATIONAL MODAL ANALISIS CONFERENCE, 14., Santa Barbara, 1998. *Proceedings*. Santa Barbara, IMAC.

- BRADLEY, J.; ALLEN, R.F. (1931). The behavior of rubber-tyred wheels. *The Automotive Engineer*, v.21, n.2777.
- BRASIL. Ministério dos Transportes. Empresa Brasileira de Planejamento de Transportes. (1993). *Reconstruindo as artérias para o desenvolvimento: um projeto de recuperação do sistema de transportes*. Brasília, GEIPOT. p.10.
- BUNDORF, R.T. (1967). Directional control dynamics of automobile-travel trailer combination. *SAE Transactions*, v.76, p.667.
- BUNDORF, R.T. (1967a). The influence of vehicle design parameters on characteristic speed and understeer. *SAE Transactions*, v.76, p.548.
- CANALE, A.C. (1989). *Automobilística: dinâmica e desempenho*. São Paulo, Erica. Cap. 1, p.17-27: Sistema de Referência – determinação do centro de gravidade.
- CANALE, A.C. (1991). *Estudo do desempenho de autoveículos rodoviários considerando o passeio do centro de gravidade e restrições impostas pelo binômio pneumático x pavimento*. São Carlos, 1991. 290 p. Tese (Doutorado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- CHIESA, A.; RINONAPOLI, L. (1967). Vehicle stability studied with a nonlinear seven degree model. (*Society of Automotive Engineering*, paper 670476).
- CLARK, D.C.; SEGEL, L. (1961). The steering and drawbar-pull performance of pneumatic-tired vehicles. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON THE MECHANICS OF SOIL-VEHICLE SYSTEM. *Proceeding*, London, 1961.
- COLLINS, R.L.; WONG, J.P. (1974). Stability of car trailer system with special regard to trailer design. *Transactions of the ASME*, vol. 96, serie G, n.2, p.236-43.

- DAHLBERG, E.; VAGSTEDT, N.G. (1997). Advantages of a simple approach modelling heavy vehicle handling. *Heavy Vehicle and Highway Dynamics SAE Special Publication*, v.1308, p.113-120 /paper 973264/.
- DIXON, J.C. (1996). *Tires, suspension and handling*. 2.ed. Warrendale, SAE.
- DORION, S.L.; PICKARD, J.G.; VESPA, S. (1989). Are anti-jackknife devices feasible?. *Automotive Engineers*, v.97, n.11, p.39-41, Nov.
- DRAPER, D.R. (1998). Application of the Taguchi Method to simulation of articulated vehicle steering dynamics. (*SAE Technical Paper Series*, SP-1385, paper 981977).
- DUGOFF, H.; PAREKH, H.M. (1967). *Studies of mobility and stability characteristics of a truck train*. (Davidson Laboratory, Report Nov. 1967, Stevens Institute of Technology).
- DUGOFF, H.; EHRLICH, R. (1968). *On the lateral stability of articulated highway vehicles*. (Davidson Laboratory, Report No. 1241, Stevens Institute of Technology).
- DUGOFF, H. (1968). On the influence of aerodynamics forces and moments on the lateral stability of articulated highway vehicles. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON VEHICLE MECHANICS, Detroit, 1968. *Proceedings*. Detroit, p.215-45.
- DUGOFF, H., et al. (1970). An analysis of tire traction properties and their influence on vehicle dynamic performance. *SAE Transactions*, v.79, p. 1219.
- DUGOFF, H.; MURPHY, R.W. (1971). The dynamics performance of articulated highway vehicles – a review of the state of the art. *SAE Transactions*, v.80, p. 897-906.

- EL-GINDY, M.; WONG, J.Y. (1985). Steering response of articulated vehicles in steady state turns. (*SAE Technical Paper Series*, paper 852335).
- EL-GINDY, M. (1989). Directional response of a tractor towing a semitrailer. *International Journal of Vehicle Design*, v.10, n.2, p.210-26.
- EL-GINDY, M. et al. (1991). Evaluation of the dynamic performance of heavy commercial vehicle. In: WINTER ANNUAL MEETING OF THE ASME, Atlanta, 1991. *Proceeding*. New York, ASME, v.40, p. 183-98.
- EL-GINDY, M.; PALKOVICS, L. (1993). Possible application of artificial neural network to vehicle dynamics and control: a literature review. *International Journal of Vehicle Design*, v.14, n.5-6, p.592-614.
- ELLIS, J.R. (1963). The dynamics of vehicles during braking. In: SYMPOSIUM ON VEHICLE CONTROL DURING BRAKING AND CORNERING, London, 1963. *Proceedings*. London, IME, p. 20-29.
- ELLIS, J.R. (1964). Tractor and semi-trailer handling. *Automobile Engineer*, v.54, n.3, p.94-7, Mar.
- ELLIS, J.R. (1966). The ride and handling of semi-trailer articulated vehicles. *Automobile Engineer*, v.56, n.12, p.523-29, Dec.
- ELLIS, J.R.; READ, P.L. (1976). A study of the response of a double bottom vehicle to steering and braking. *Vehicle System Dynamics*, v.5, n.4, p.205-19.
- EMORI, R.I. et al. (1987). Motion of tractor-semitrailer in accident-prone conditions. (*Society of Automotive Engineering*, paper 871181).

- ERVIN, R.D. (1976). Measurements of the longitudinal and lateral traction properties of truck tires. *Publications of HRSI University of Michigan*, v.30/76, p.93-100.
- ERVIN et al. (1976a). Effects of tire properties on truck and bus handling. (HRSI Report No. DOT-HS-802141, University of Michigan).
- ERVIN, R.D. et al. (1979). *Eliminating yaw instability in tractor semi-trailers during cornering*. /HSRI Research Review 79-21-2, DOT-hs-805141. Highway Safety Research Institute, University of Michigan, v.10, n.1/.
- ESHLEMAN, R.L.; DESAI, S. (1972). *Articulated vehicle handling*. Chicago, Illinois Institute of Technology, Research Institute./ Final Report, IITRI Project No. J 6255, DOT-HS-105-1-151/
- ESMAILZADECH, E. (1996). Directional performance and yaw stability of articulated combination trucks. (*SAE Technical paper series*, SP-1201, paper 962154, p.39-55).
- ESMAILZADECH, E.; TABARROK, B. (1998). Handling performance and lateral stability of articulated logging trucks. (*SAE Technical Paper Series*, paper 982786).
- ESTUDOS técnicos NTC Bridgestone Firestone – lei da balança no Brasil e no mundo -1. *Transporte Moderno*, n.378, ago. Suplemento.
- FANCHER, P.S.; BERNARD, J.E. (1974). The effects of tire in use factors on passenger car performance. (*SAE Technical Paper Series*, paper 741107).
- FANCHER, P.S. et al.(1979). *Simulation of the directional response characteristics of tractor semi-trailer vehicles*. Michigan, University of Michigan, Highway Safety Research Institute./ Final Report, No. UM-HSRI-79-9/

- FANCHER, P.S. (1981). Computer simulation of heavy truck dynamics. *HSRI Research Review*, v.12, n.2.
- FANCHER, P.S. (1989). Directional dynamics considerations for multi-articulated, multi-axled heavy vehicles. (*SAE Library*, paper 741107).
- FERNANDES, D.L. (1994). *Estudo da freagem de autoveículos rodoviários articulados pesados*. São Carlos. 153 p.. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- FIALA, E. (1954). Seintenkkräfte am Rollenden luftreifen. *Zeitschrift der VDI*, v.96, n.29.
- GAUSS, F. (1981). Pendelschwingungen von lkw mit anhängen. *Entwicklungslinien in Kraft-fahrzeugtechnik und strassenverkehr, forschungsbilanz 1980*, Verlag TÜV Rheinland, p.465-74.
- GENIN, J.; MOORING, B.W. (1979). Comparison of slip angle and nonholonomic constrain vehicle models. *Journal of Sound and Vibration*, n.65(1).
- GENIN, J.; MOORING, B.W. (1982). A kinematic constraint method for stability analysis of articulated vehicles. *International journal of vehicle design*, v.3, n.2.
- GILLESPIE, T.D. (1992). *Fundamentals of vehicle dynamics*. 2.ed. Warrendale, SAE.
- GIM, G.; NIKRAVESH, P.E. (1991). An analytical model of pneumatic tyres for vehicle dynamics simulations. Part 1: Pure slips. *Vehicle Design*, vol. 11, n.6, p.589-619.

- GIM, G.; NIKRAVESH, P.E. (1991a). An analytical model of pneumatic tyres for vehicle dynamics simulations. Part 2: Comprehensive slips. *Vehicle Design*, vol. 12, n.1, p.19-39.
- GIM, G.; NIKRAVESH, P.E. (1991b). An analytical model of pneumatic tyres for vehicle dynamics simulations. Part 3: Validation against experimental data. *Vehicle Design*, vol. 12, n.2, p.217-227.
- GOLAND, M.; JINDRA, F. (1961). Car Handling Characteristics. *Automobile Engineer*, v.51, p.296-302, Aug.
- GÖTZ, H. (1987). Commercial Vehicles. In: HUCHO, W.H. *Aerodynamics of road vehicles*. London, Great Britain, Butterworth. Cap.8, p. 295-354.
- GUNTUR, R.R.; WONG, J.Y. (1978). Application of the parameter plane method to the analysis of directional stability of tractor semi-trailers. *Journal of Dynamic System, Measurement, and Control*, v.100, p.9-17, Mar.
- HADEKEL, R. (1952). The mechanical characteristics of pneumatic tires. (Tech. Inf. Bureau for Chief Scientist, Min. of Supply, London).
- HALES, F.D. (1965). Lateral stability problems of simply articulated vehicles. In: SYMPOSIUM OF INTERNATIONAL UNION OF THEORETICAL MECHANICS, Paris, 1965. *Proceedings*. Paris, ITUM. p.17-34.
- HALES, F.D. et al. (1966). *The handling and stability of motor vehicles: Part 3: The lateral stability of articulated vehicles under braking conditions*. (MIRA Report No. 3. Motor Industry Research Association).
- HALES, F.D. (1967). The ride and handling of articulated vehicles. *Commercial vehicles: engineering and operation*. London, Institut of Mech. Engrs. p.130-52.

- HALES, F.D. (1975). The rigid body dynamics of road vehicle trains. In: IUTAM SYMPOSIUM OF VEHICLE SYSTEM DYNAMICS, 4., Delft, 1975. *Proceedings*. Delft, ITUM. p.131-151.
- HAZEMOTO, T. (1973). Analysis of lateral stability for doubles. (*SAE Technical Paper Series*, paper 730688).
- HICKNER, G.B.; ELLIOT, J.G. (1974). Dynamic behaviour of recreational vehicles during braking and steering. (*SAE Technical Paper Series*, paper 730524).
- HOFFMANN, M. et al. (1991). The incorporation of tyre models into vehicle simulation. In: INTERNATIONAL COLLOQUIUM ON TIRE MODEL FOR VEHICLE DYNAMICS ANALYSIS, *Proceedings*, Delft, 1991.
- HORTA, J.C.; CANALE, A.C. (1997). Características dinâmicas de um veículo combinado cavalo semi-reboque. In: CONGRESO IBERO – AMERICANO DE INGENIERIA MECÁNICA (CIDIM), 3., La Habana, 1997. *Anais (CD ROM)*. La Habana, ISPJAE.
- HORTA, J.C.; CANALE, A.C. (1998). Estudo da estabilidade direcional de um veículo articulado pesado rodoviário. In: CONGRESO CHILENO DE INGENIERIA MECÁNICA, 8., Concepción, 1998. *Anais*. Concepción, UC. v.1, p.427-31.
- HUBER, L.; DIETZ, O. (1937). Pendelbewegungen von lastkraftwagennanhängern und ihre vermeidung. *VDI-Zeitschrift*, v.81, n.16, p. 459-63.
- ICHIKAWA, A. et al. (1991). Practical applications of CAE for truck controllability and stability analysis. (*SAE Technical Paper Series*, paper 912530).
- JINDRA, F. (1963). Tractor and semi-trailer handling. *Automobile Engineer*, v.53, n.10, p.439-46, Oct.

JINDRA, F. (1965). Tractor and trailer handling. *Automobile Engineer*, v.55, n.2, p. 60-69, Feb.

JINDRA, F. (1966). Handling characteristics of tractor-trailer combinations. (*SAE Technical Paper Series*, paper 650720).

KACK, B.; RICHARD, M.J. (1997). Effect of load-distributing devices on the stability of heavy vehicles. *Heavy Vehicle System*, v.4, n.1, p. 29-48.

KAEPPLER, W.D.; GODTHELP, H. (1988). Effects of tire pressure variations on vehicle handling. *International Journal of Vehicle Design*, v.9. n.1, p.35-51.

KAGEYADA, I.; UCHIDA, T. (1990). The stabilization of articulated vehicles with semi-active control method. *JSAE Review*, v.11, n.1, p.83-86.

KLEIN, R.H.; SZOZTAK, H.T. (1979). Determination of trailer stability through simple analytical methods and test procedures. (*SAE Technical Paper Series*, SP-79/443, paper 790186).

KOESLER, P; KLAUE, J. (1937). Der kraftschluss zwischen rad und fahrbahn. *ATZ* heft 9.

KRAUTER, A.I.; WILSON, R.K. (1972). Simulation of tractor semi-trailer handling. *SAE Translations*, v. 81, p.2621.

KRAUTER, A.I. (1975). Determination of tire characteristics from vehicle behaviour. (*SAE Technical Paper Series*, paper 750211).

KULLBERG, A.G. et al. (1967). *Studies of dynamics driving characteristics of passenger car with caravan trailers*. Statens Vaginstitut Reports, n.93, p.8-45.

- KULLBERG, A.G. et al. (1967a). *Studies of braking ability and dynamic stability during braking of passenger car with caravan trailers*. The National Road Research Institute Report, Stockholm, n.93, p.45-95.
- KUO, B.C. (1985). *Sistemas de controle automático*. Trad. por Roberto Moura Sales e Vitor M. Pinto Leite. 4.ed. Rio de Janeiro, Prentice-Hall.
- KURTZ, E.F.; ANDERSON, R.J. (1977). Handling characteristics of car-trailer system: a state of the art survey. *Vehicle System Dynamics*, v.6, p.217-43.
- LAFFITA, F.; CORTÉS, H. (1968). *Introducción a la teoría de vibraciones mecánicas*. Barcelona, Labor.
- LAURIEN, F. (1955). *Untersuchung der anhängerseitenschwingungen in strassenzügen*. Dissertation, TH, Hannover.
- LIMPERT, R. (1992). *Brake design and safety*. Warrendale, SAE.
- LUKOWSKI, S.A.; LOGAN, D. (1998). The influence of steered axles on the stability and followability of articulated vehicle system. (*SAE Technical Paper Series*, paper 981483).
- LUND, Y.I.; BERNARD, J.E. (1992). Relationship between the complexity of linear models and the utility of the computer results. (*SAE Especial Publications SP-909*, paper 920052).
- MALIKARJUNARAO, C.; FANCHER, P.S. (1978). Analisis of the directional response characteristics of double tankers. (*SAE Technical Paper Series*, paper 781064).

- MASTINU, G.; FAINELLO, M. (1992). Study of the pneumatic tyre behaviour on dry and rigid road by finite element method. *Vehicle System Dynamics*, v.21, p 35-47.
- MEYER, J. (1963). Zur frage der querschwingungen eines zweiachsigen lkw-anhängers. *Techn. Mitteilugen Krupp, Forsh.-Berichte*, v.21, n.1, p.34-39.
- MIKULCIK, E.C. (1971). The dynamics of tractor semi-trailer vehicles: The jackknifing problem. *SAE Transactions*, v. 80, p.154-68.
- MILLIKEN Jr., W.F.; WHITCOMB, D.W. (1956-1957). General Introduction to a programme of dynamic research. *Proceedings*, London, Inst. of Mech. Eng., v.171, p.287-309.
- MONCARZ, et al. (1973). Stability and cross-wind response of na articulated vehicle with roll freedom. *Advances in Road Vehicle Aerodynamics*, paper 7-73.
- MOROZOV, et al. (1962). Research of the full trailer oscillations. Works NAMI, Moscow, n.48, p.29-39.
- NALECZ, A.G. (1975). *The discrete model of three axles motor vehicle*. (IFTR Report 54/1978, IFTR, Poland).
- NALECZ, A.G.; ELLIS, J.R. (1981). *Investigation in to the effects of liquid motion on the stabilty of an articulated tractor-trailer unit*. (Report SAS, Cranfield Institutute of technology).
- NALECZ, A.G. (1983). The nonholonomic constrain of a vehicle on pneumatic tires. In: IAVSD SYMPOSIUM, 8., Cambridge, 1983. *Proceeding*. Cambridge, M.I.T..
- NALECZ, A.G.; GENIN, G. (1984). Dynamic stability of heavy articulated vehicles. *International Journal of Vehicle Design*, v.5, n.4, p.417-26.

- NORDSTROM, O.; STRANDBERG, L. (1975). The dynamic stability of heavy vehicle combinations. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON VEHICLE SYSTEM DYNAMICS, Blackburgs, 1974. /Report No. 67A, Statens väg-och trafikinstitut, Linköping, 1975/.
- NORDSTROM, O.; NORDMARK, S. (1978). Test procedures for the evaluation of the lateral dynamics of commercial vehicle combinations. *Automobile Industrie*, vol.23, n.2, p. 63-69.
- NOTHSTINE, J.R.; BEAUVAIS, F.N. (1963). Laboratory determination of tire forces. In: SAE INTERNATIONAL SUMMER MEETING, Montreal, 1963. *Proceeding*, Montreal, ISM-SAE. p.17-34.
- OLSON, G.R. (1973). Effects of tire slip on the handling performance of tractor semi-trailer in braking maneuvers. (*SAE Technical Paper Series*, paper 730184).
- OOSTEN, J.J.M.; BAKKER, E. (1991). Determination of magic tyre model parameters. In: INTERNATIONAL COLLOQUIUM ON TIRE MODEL FOR VEHICLE DYNAMICS ANALYSIS. *Proceeding*, Delft, 1991.
- PACEJKA, I.H.; RADT, H.S. (1963). *Analysis of the steady state turning behaviour of an automobile*. (Laboratorium Noor Voertuigtechniek, Technische Hogeschool, Delft).
- PACEJKA, H.B. (1981). In-plane and out-of-plane dynamics in pneumatic tires. *Vehicle System Dynamics*, v.10, n. 4-5.
- PACEJKA, H.B.; BAKKER, E. (1991). The magic formula tire model. In: INTERNATIONAL COLLOQUIUM ON TIRE MODEL FOR VEHICLE DYNAMICS ANALYSIS. *Proceeding*, Delft, 1991.

- PALKOVICS, L.; EL-GINDY, M. (1993). Neural network representation of tyre characteristics: the Neuro-Tyre. *International Journal of Vehicle Design*, v. 14, n 5/6, p.603 -05.
- PALKOVICS, L. et al. (1994). Modelling of the cornering characteristics of tyres on an uneven road surface: a dynamic version of the Neuro-Tyre. *International Journal of Vehicle Design*, v. 15, n 5/6, p.603 -05.
- PALKOVICS, L. et al. (1994). Self-steering behaviour of a tractor semi-trailer at high speed and its control to improve lateral stability. *Heavy Vehicle System*, v.1, n.3, p.304-23.
- PERSEGUIM, O.T. (1994). *Estudo da distribuição dos pesos dinâmicos nos eixos de um semi-reboque de três eixos durante a freagem.* / Apresentado no Curso de Dinâmica dos Autoveículos, Escola de Engenharia de São Carlos – USP, ministrado pelo Prof. Dr. Antônio Carlos Canale/
- PFLUG, H. (1986). Lateral dynamic behaviour of truck trailer combination due to the influence of the load. *Vehicle System Dynamics*, v.15, p.155-175.
- RAKHEJA, S. ; PICHE, A. (1990). Development of directional stability criteria for an early warning safety device. (*SAE Technical Paper Series*, paper 902265).
- ROLAND, R.D.; RICE, R.D. (1974). Tire properties effects on passenger car handling. (*SAE Technical Paper Series*, paper 741108).
- ROSKAN, J. (1982). *Airplane flight dynamics and automatic flight controls*. Ottawa, Roskan Aviation and Engineering Corporation, v.2: Rigid and elastic airplane flight dynamics and automatic flight control.

- SAITO, Y. et al. (1969). On the stability and controlability of articulated vehicles, part 2. In: SYMPOSIUM OF SAE JAPAN, Spring, *Proceeding*, Tokyo, p.137-145.
- SAKAI, H. (1982). Theoretical and experimental studies on the dynamic properties of tires. *International Journal of Vehicle Design*, vol. 3, n.3, p.603 -05.
- SANYAL, A.; KARMAKAR, R. (1995). Directional stability of truck-dolly-trailer system. *Vehicle System Dynamics*, v.24, n.8, p.617-37.
- SCHMID, I. (1964). *Das Fahrstabilitätsverhalten zwei-und dreigliedriger Fahrzeugketten*. Stuttgart. Dissertation - TH Stuttgart.
- SCHMID, I. (1967). Engineering approach to truck and tractor train stability. (*SAE Technical Paper Series*, paper 670006).
- SCHURING, D.J.; GUSAKOV, I. (1976a). Tire transient force and moment response to simultaneous variation of slip angle and load. (*SAE Technical Paper Series*, paper 760032).
- SCHURING, D.J., et. al. (1976b). Influence of tire design parameters on tire force and moment characteristics. (*SAE Technical Paper Series*, paper 760732).
- SEGEL, L. (1956-1957). Theoretical Prediction and experimental substantiation of the response of the automobile to steering control. *Proceeding*, London, Inst. of Mech. Eng., v.171, p.310.
- SEGEL, L. (1958). Discussion of "The forced lateral oscillations of trailers". *ASME Journal of Applied Mechanics*, v.25, n.2, p.308. / paper by SLIBAR, A.; PASLAY, P.R. (1957). *ASME Journal of Applied Mechanics*, v.24, n.4, p.515-19/.

- SINGH, M. (1975). *The lateral stability of the simplified truck-trailer*. MSc. Thesis, Univ. of Calgary.
- SLIBAR, A.; PASLAY, P.R. (1957). The forced lateral oscillations of trailers. *ASME Journal of Applied Mechanics*, v.24, n.4, p.515-19.
- SLIBAR, A.; PASLAY, P.R. (1958). The forced lateral oscillation of trailers. Transactions of the ASME. *Journal of Applied Mechanics*. v.24, p.515-19.
- STRIBERSKY, A.; FANCHER, P.S. (1989). The nonlinear behaviour of heavy duty truck combinations with respect to straightline stability. *Journal of dynamic system, measurement, and control*. v. 111, p.577-582, Dec.
- TIELKING, J.T. et al. (1973). Mechanical properties of truck tires. (*SAE Technical Paper Series*, paper 730183).
- TOBLER, W.E.; KRAUTER, A.I. (1972). Tractor semi-trailer dynamics: design of the fifth wheel. *Vehicle System Dynamics*, v.1, p.123-60.
- TOUSI, S. et al. (1992). Closed loop directional stability of car trailer combination in straight line motion. *Vehicle System Dynamics*, v.21, n.6, p.333-60.
- TROGER, H. (1974). On controllability of a tractor semi-trailer during braking. *Vehicle System Dynamics*, v.3, p.47-52.
- TSO, Y.; SWEATMAN, P. (1987). The dynamic stability testing of articulated vehicles. (*Society of Automotive Engineering*, paper 871180).
- VAN ELDIK THIEME, H.C.A.; PACEJKA, H.B. (1971). The tire as a vehicle component. *Mechanics of pneumatic tires*, Nov. 1971.



- VEIT, M.; WALGRAVE, S. (1989). Heavy duty truck dynamics and simulations. (*Society of Automotive Engineering*, paper 892508).
- VLK, F. (1982). Lateral dynamics of commercial vehicle combination – a literature survey. *Vehicle System Dynamics*, v.11, n.6, p.305-24.
- VLK, F. (1985). Handling performance of truck – trailer vehicles: a state of the art survey. *International Journal of Vehicle Design*, v.6, n.3, p.323-61.
- VLK, F. (1988). Lateral stability of articulated buses. *International Journal of Vehicle Design*, v.9, n.1, p.35-51.
- WILLIAMS, D. (1951-1952). The mathematical theory of the snaking two-wheeled trailers. *Proceedings*, London, Inst. of Mech. Engrs., p. 175-87.
- WINKLER, C.B. (1973). Measurement of inertial properties and suspension parameters of heavy highway vehicles. (*SAE Technical Paper Series*, paper 730182).
- WONG, J.P.; COLLINS, R.L. (1975). Direct and indirect methods for stability studies of articulated vehicles. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON VEHICLE SYSTEM DYNAMICS, 3., Amsterdam, 1975. *Proceedings*. Amsterdam, p.112-117.
- XIA, X.; WILLYS, J.N. (1995). The effects of tire cornering stiffness on vehicle linear handling performance. (*Society of Automotive Engineering*, SP-1074, paper 950313).
- YANG, X.; RAKHEJA, S. (1998). Study of directional analysis of a closed-loop driver/tractor-semitrailer vehicle. (*Society of Automotive Engineering*, SP-1308, paper 983262).

ZAKIN, J.CH. (1959). Causes of the origin of trailer oscillations. *Avtomobilnaja promyshlennost*, v.25, n.11, p.15-16.

ZIEGLER, H. (1938). Der einfluss von bremsung und steigung auf die querschwingungen vonkraftwagenanhängern. *Ing.-Arch.*, v.9, p. 241-43.

BIBLIOGRAFIA COMPLEMENTAR

ARIAS-PAZ, M. (1978). *Manual de automóviles*. 42.ed. Madrid, Dossat.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (1980). *NBR 6070 – Pesos de veículos rodoviários automotores, seus rebocados e combinados*. Rio de Janeiro.

BASTOW, D. (1980). *Car suspension and handling*. London, Pentech.

BOSCH GROUP (1993). *Automotive Handbook*. 3.ed. Germany, Closing.

CANALE, A.C. (1989). *Automobilística: dinâmica e desempenho*. São Paulo, Erica.

COSTA, A.N. (1994). *Dinâmica de veículos*. /Apostilha do curso de Dinâmica de Sistemas Multicorpos, Escola de Engenharia de São Carlos – USP, ministrado pelo Prof. Dr. Álvaro Costa Neto/

DOEBELIN, E.O. (1962). *Dynamic analysis and feedback control*. New York, McGraw-Hill.

ELLIS, J.R. (1994). *Vehicle handling dynamics*. London, Page Bros.

GOODSELL, D. (1995). *Dictionary of automotive engineering*. 2.ed. Warrendale, SAE.

- REIMPELL, J.; STOLL, H. (1996). *The Automotive chassis: engineering principles*. Warrendale, SAE, 410p.
- SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS. (1976). *SAE J670e – Vehicle dynamics terminology* - issued by the Vehicle Dynamics Committee. Warrendale.
- SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS. (1993). *SAE J2181 – Steady-state circular test procedure for trucks and buses* – issued 1993-06-30. Warrendale.
- SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS. (1993). *SAE J2179 – A test for evaluating the rearward amplification of multiarticulated vehicles* – issued 1993-09-07. Warrendale.
- TABOREK, J.J. (1957). Cornering and directional control. *Machine Design*, v.29, p.10-15, June.
- TABOREK, J.J. (1957a). Steering forces and stability. *Machine Design*, v.29, p.16-24, June.
- TABOREK, J.J. (1957b). Stability on a curve. *Machine Design*, v.29, p.25-29, July.
- TABOREK, J.J. (1957c). Center of gravity. *Machine Design*, v.29, p.43-46, Aug.
- TABOREK, J.J. (1957d). Longitudinal stability. *Machine Design*, v.29, p.47-53, Sept.
- TABOREK, J.J. (1957e). Limits of vehicle performance. *Machine Design*, v.29, p.54-58, Sept.
- TABOREK, J.J. (1957f). Performance limits. *Machine Design*, v.29, p.59-63, Oct.

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO. (1996) Escola de Engenharia de São Carlos. Serviço de Biblioteca. Diretrizes para elaboração de dissertações e teses na EESC-USP. 2.ed. rev. e ampl. São Carlos.

WONG, J.Y. (1989). *Terramechanics and off road vehicles*. Amsterdam, Elsevier.

APÊNDICE

Resultados do desempenho na freagem do veículo real exemplo com o passeio do centro de gravidade de acordo com os resultados obtidos por FERNANDES (1994) (só como suporte ilustrativo)

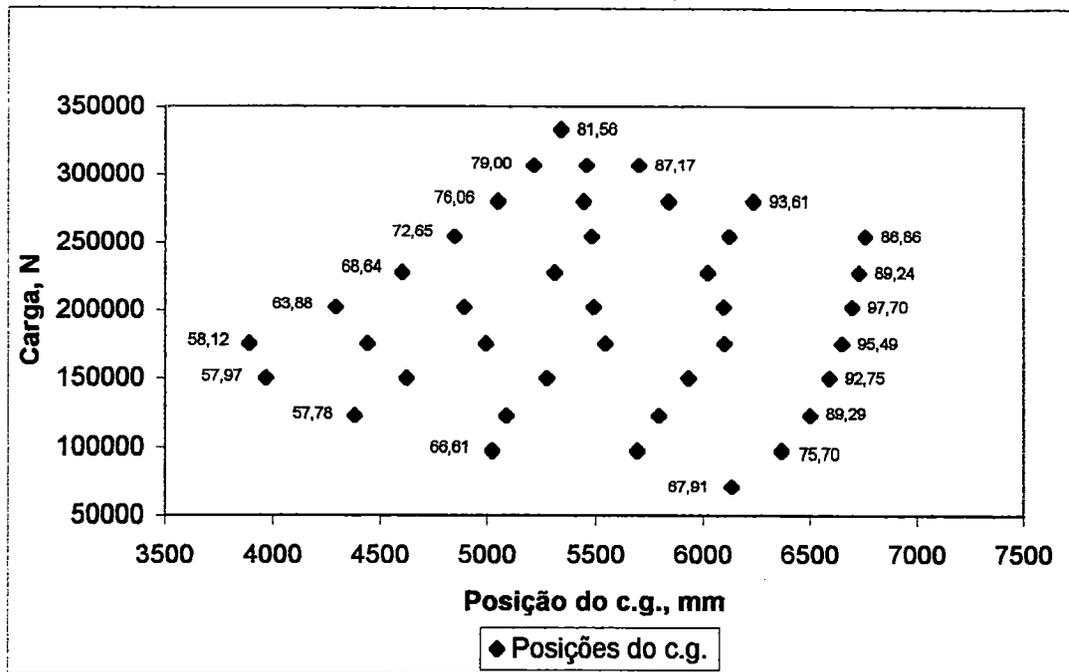


FIGURA 98 – Eficiência na freagem (η_{b_p} , %) para as principais posições do c.g. do veículo real exemplo totalmente carregado, com inércia média da carga, na reta e a V inicial de 100 Km/h.

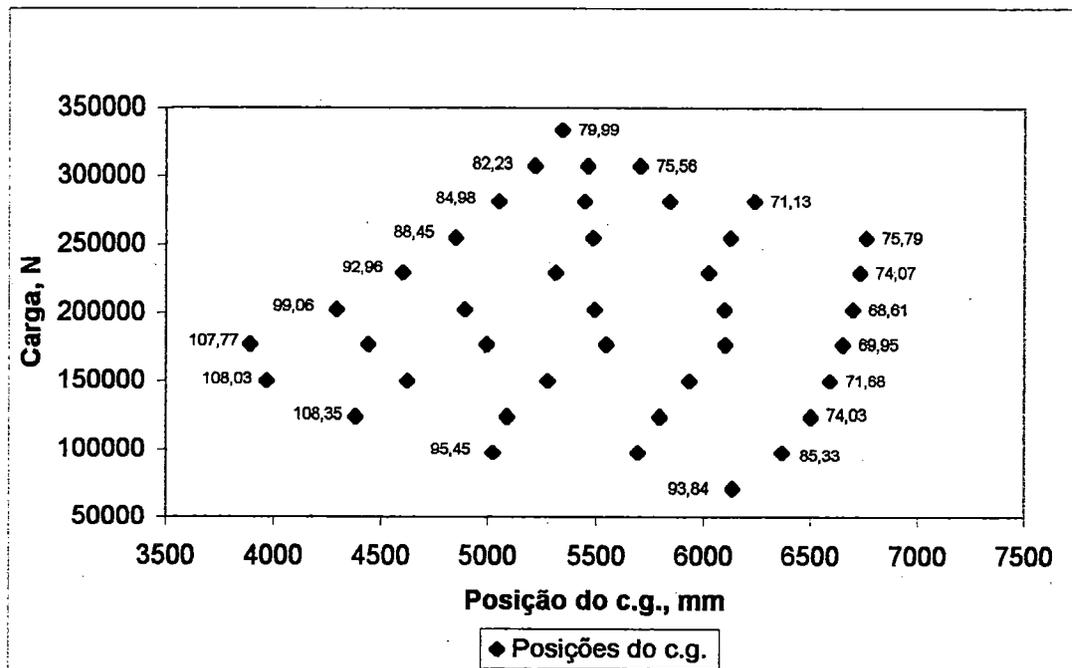


FIGURA 99 – Espaço máximo de freagem (S_{f_{máx.}}, m) para as principais posições do c.g. do veículo real exemplo totalmente carregado, com inércia média da carga, na reta e a V inicial de 100 Km/h.

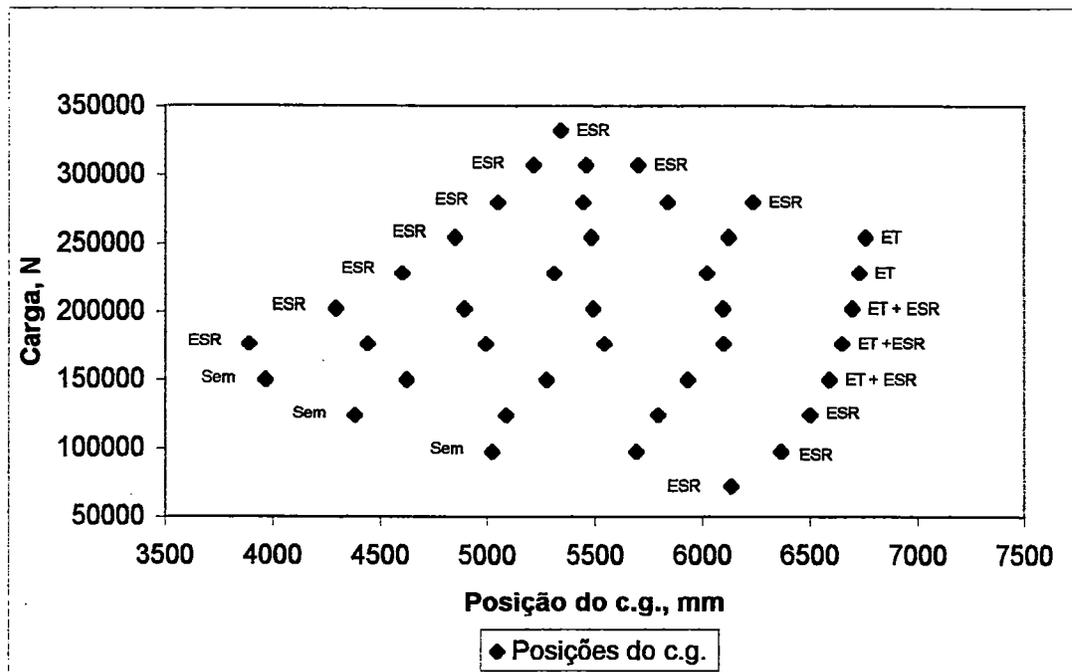


FIGURA 100 – Travamento dos eixos para as principais posições do c.g. do veículo real exemplo totalmente carregado, com inércia média da carga, na reta e a V inicial de 100 Km/h.

GLOSSÁRIO

Alguns dos termos e definições adotados neste trabalho são definidos como:

Carga seca - carga de tipo geral.

Veículo em ordem de marcha - para a unidade tratora (cavalo ou caminhão) é o peso do veículo incluindo o peso do motorista, o peso do combustível e o peso dos acessórios de série; para a unidade rebocada (semi-reboque, reboque ou carreta) é o peso da própria unidade vazia mais os estepes e acessórios de série.

Veículo combinado simples - veículo composto por duas unidades rígidas interligadas através de um mecanismo de conexão (quinta roda ou "dolly") segundo HALES (1965).

Romeu e Julieta - Veículo combinado simples composto de um caminhão e um reboque (ou um conjunto semi-reboque - "dolly") interligados através de um mecanismo de conexão.

Veículo convencional - unidade veicular simples.

Manobrabilidade - capacidade e habilidade da dupla veículo-motorista em sair de uma condição de movimento em regime permanente a uma outra desejada segundo ROSKAN (1982). Neste trabalho os termos "manobrabilidade", "controlabilidade" e "dirigibilidade" são considerados como sinônimos, o que já foi adotado também por CANALE (1991).

Estabilidade direcional- resistência do automóvel ao escorregamento lateral e mudanças na sua direção do movimento.

Resposta do veículo- mudanças das variáveis de movimento relativas a uma condição inicial de movimento em regime permanente como resultado de uma perturbação externa ou interna.

Modelo não holonômico- sistema em que existe alguma ligação que é expressada por uma relação diferencial não integrável entre as coordenadas segundo LAFFITA & CORTÉS (1968).