

SERGIO EJZENBERG

**OS VEÍCULOS PESADOS E A SEGURANÇA NO
PROJETO DAS CURVAS HORIZONTAIS DE
RODOVIAS E VIAS DE TRÂNSITO RÁPIDO**

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para a obtenção do Título de Mestre em
Engenharia.

**São Paulo
2009**

SERGIO EJZENBERG

**OS VEÍCULOS PESADOS E A SEGURANÇA NO
PROJETO DAS CURVAS HORIZONTAIS DE
RODOVIAS E VIAS DE TRÂNSITO RÁPIDO**

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para a obtenção do Título de Mestre em
Engenharia.

Área de Concentração:
Engenharia de Transportes

Orientador: Prof. Dr. Hugo Pietrantonio

**São Paulo
2009**

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

Este exemplar foi revisado e alterado em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.

São Paulo, de julho de 2009.

Assinatura do autor _____

Assinatura do orientador _____

FICHA CATALOGRÁFICA

Ejzenberg, Sergio

Estudo sobre o risco de acidentes para veículos pesados em curvas horizontais de rodovias e vias de trânsito rápido / S.

Ejzenberg. -- ed.rev. -- São Paulo, 2009.

245 p.

Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia de Transportes.

Alteração de título segundo orientador: Os veículos pesados e a segurança no projeto das curvas horizontais de rodovias e vias de trânsito rápido

1. Rodovias 2. Caminhões 3. Acidentes de trânsito 4. Engenharia de tráfego I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia de Transportes II. t.

Sergio Ejzenberg

Os veículos pesados e a segurança no projeto das curvas horizontais de rodovias e vias de trânsito rápido

Dissertação apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do título de Mestre em Engenharia

Área de Concentração:
Engenharia de Transportes

Aprovado em: 19/junho/2009

Banca Examinadora

Prof. Dr. Hugo Pietrantonio

Instituição: Escola Politécnica – Universidade de São Paulo

Prof. Dr. Felipe Issa Kabbach Junior

Instituição: Escola Politécnica – Universidade de São Paulo

Prof. Dr. João Alexandre Widmer

Instituição: Escola de Engenharia de São Carlos – Universidade de São Paulo

À Heleninha, esposa e cúmplice.

Aos filhos Fernanda, Wolf e Renata.

Tornaram possível este trabalho.

Tornam significativa minha própria existência.

AGRADECIMENTOS

Ao Criador, pela vida, oportunidade concedida.

Aos meus falecidos pais, Izrael Majer Ejzenberg e Helena (nascida Zugman) Ejzenberg, pelo exemplo de persistência e determinação.

Ao Prof. Dr. Hugo Pietrantonio, pela competente, segura e constante orientação, e pela enorme dedicação.

Aos professores Dr. Felipe Issa Kabbach Junior, Dr. João Alexandre Widmer e Dr. Marcelo Augusto Leal Alves, pela atenta crítica e pelas positivas sugestões de melhorias que foram incorporadas ao trabalho.

A todos os professores da Engenharia de Transportes da Escola Politécnica da USP, plêiade de notáveis, que forneceram as ferramentas e os conhecimentos que efetivamente possibilitaram a sustentação do presente trabalho.

À Eng. Renata Ejzenberg, pela colaboração na elaboração de cálculos numéricos, ao Adv. Wolf Ejzenberg, pela revisão do texto, e à Dra. Fernanda Ejzenberg, pela manutenção da minha saúde durante este período de muito trabalho.

Aos funcionários e ao pessoal de apoio do Departamento de Transportes e da Biblioteca da Engenharia Civil da Escola Politécnica da USP, pela ajuda sempre imediata e camarada.

É parte da prudência não hesitar demais... Se desejosos de adquirir todas as boas qualidades e incapazes de as conseguir, negligenciássemos cultivar as que nos estão ao alcance, todos os filhos do homem careceriam de virtude e seriam faltos de caráter... Os caminhos da virtude permaneceriam desertos e ruiriam os asilos da bondade.

Bàhia ben Iosef ibn Pacuda.
In “Dos Deveres do Coração”.
Saragoça, Espanha. Século XI

RESUMO

As curvas horizontais das rodovias notoriamente colecionam acidentes de trânsito, nos quais geralmente os automóveis derrapam e escapam pela tangente, enquanto que os veículos pesados costumam tombar lateralmente. Os critérios consagrados de projeto geométrico das curvas, consideradas planas, ignoram a propensão dos veículos pesados ao tombamento lateral, confiando apenas nas forças de atrito lateral e na superelevação transversal da via para a manutenção do veículo em trajetória segura. O presente trabalho pretende desenvolver modelo de projeto que forneça margens de segurança tanto contra o escorregamento e o tombamento lateral de veículos pesados (semi-reboques) em curvas horizontais com greide descendente. O modelo proposto no presente estudo é sensível a fatores de segurança intrínsecos e extrínsecos aos veículos, incluindo características geométricas longitudinais e transversais da pista, e a variação da trajetória do veículo dentro da curva. Os resultados obtidos demonstram que os critérios de projeto atuais não garantem a segurança de semi-reboques em curvas descendentes de raio mínimo, principalmente nas curvas de menor velocidade. O critério desenvolvido permite o estabelecimento de margens de segurança para a regulamentação de velocidade em curvas horizontais descendentes já existentes, bem como possibilita a determinação da velocidade de projeto segura para curvas descendentes em novas vias.

ABSTRACT

The grade effect on highway horizontal curves is notorious for traffic accidents because automobiles tend to skid and leave the road whereas commercial loaded vehicles tend to roll over. The standard criteria for the geometric design of these curves, which are considered flat, ignore the heavy vehicles' propensity for rollover by relying solely on the forces of lateral friction and on the road superelevation in order to keep the vehicle in a safe trajectory. The current study has been set out in order to develop a model that will yield margins of safety to prevent skidding and rollover of heavy vehicles (semi-trailers) on horizontal descending highway curves. The model proposed in the present study is sensitive to safety variables both intrinsic and extrinsic to the vehicles, including longitudinal and transversal characteristics of the road, and vehicles' trajectory variations at horizontal curves. The results of the study show that the currently adopted safety guidelines do not guarantee the safety of such articulated vehicles on grade curves with minimum radii, mostly at lower speeds curves. As a result, the proposed criteria allows the establishment of margins of safety that can be applied to regulatory speed signs on existing horizontal descending curves, and for the setting of safe design speeds for descending curves on new highways.

RÉSUMÉ

Les courbes horizontales des routes collectionnent évidemment des accidents de transit, parce que les automobiles glissent et s'échappent par la tangente, tandis que les véhicules lourds, généralement, tombent latéralement. Les critères consacrés de projet géométrique des courbes, considérées planes, ne font pas attention à la propension des véhicules lourds à la chute latérale, ils ne pensent qu'aux forces d'attrition lateral et à la superélévation transversale de la voie pour le maintien du véhicule sur une trajectoire en sûreté. Ce travail a le but de développer un modèle de projet avec sécurité contre le glissement et la chute latérale des véhicules lourds (semi-remorques) aux courbes horizontales descendantes. Le modèle proposé ici est sensible aux facteurs de sûreté intrinsèques et extrinsèques aux véhicules, y comprises les caractéristiques géométriques longitudinaux et transversales de la voie, et la variation de la trajectoire du véhicule à l'intérieur de la courbe. Les résultats obtenus démontrent que les critères de projet actuels n'assurent pas la sécurité de semi-remorques aux courbes descendantes de rayon minimum, surtout aux courbes de petite vitesse. Le critère développé permet l'établissement de guides de sécurité pour la réglementation de la vitesse aux courbes horizontales descendantes déjà existantes, et aussi nous rendre possible la détermination de la vitesse de projet en sûreté pour les courbes descendantes en voies neuves.

SUMÁRIO

Lista de Figuras

Lista de Tabelas

Lista de Abreviaturas e Siglas

Lista de Símbolos

1	INTRODUÇÃO.....	24
1.1	Acidentes com veículos pesados nas rodovias brasileiras.....	26
1.2	Objetivos e estrutura do trabalho.....	30
2	PROJETO E SEGURANÇA EM CURVAS HORIZONTAIS E OS VEÍCULOS PESADOS.....	32
2.1	Aspectos relevantes para o risco de tombamento em curvas horizontais.....	33
2.1.1	O tombamento em curva e o limite de tombamento lateral estático.....	33
2.1.2	Fatores causais de tombamento – via, veículo e condutor.....	39
2.1.2.1	Fatores de tombamento em curva relacionados à via.....	39
2.1.2.2	Fatores de tombamento em curva relacionados ao veículo.....	44
2.1.2.3	Fatores de tombamento em curva relacionados ao condutor.....	48
2.2	Revisão dos critérios básicos de projeto de curvas horizontais.....	51
2.2.1	Modelo básico de escorregamento de automóveis em curvas horizontais.....	53
2.2.2	Critérios do <i>Green Book</i> da AASHTO (2004 e anteriores).....	57
2.2.3	Critérios adotados no Brasil em DNER (1999) e DNIT (2005).....	59
2.2.4	Crítica dos modelos de escorregamento analisados.....	61
2.2.4.1	Redução do fator de atrito lateral disponível decorrente de aceleração ou frenagem em curvas horizontais.....	62
2.2.4.2	Diferença entre trajetória do veículo e raio da curva.....	65
2.2.4.3	Diferenciação entre fatores de atrito para automóveis e caminhões.....	66
2.2.4.4	Insensibilidade dos modelos de escorregamento ao tombamento lateral de veículos pesados em curvas.....	70
2.3	Revisão de estudos de modelos veiculares em curvas horizontais.....	71

2.3.1	Modelo para tombamento – veículo bidimensional rígido.....	71
2.3.2	Modelo para tombamento – veículo bidimensional com suspensão flexível de CHANG (2001) e de GILLESPIE (1992).....	74
2.3.2.1	Modelo de CHANG (2001) de veículo bidimensional sobre molas.....	75
2.3.2.2	Modelo de GILLESPIE (1992) de veículo bidimensional sobre molas.....	79
2.3.2.3	Comentários sobre modelos de tombamento – veículo bidimensional com molas.....	85
2.3.3	Modelos de BONNESON (2000) para escorregamento e tombamento em curvas com greide.....	94
2.3.3.1	Modelo de BONNESON (2000) de massa pontual em curva com greide.....	95
2.3.3.2	Falha de escorregamento – fator de atrito lateral correspondente.....	98
2.3.3.3	Falha de tombamento lateral – fator de atrito lateral correspondente.....	100
2.3.3.4	Verificação simultânea do modo de falha – escorregamento ou tombamento.....	102
2.3.4	Modelo de NAVIN (1992) para tombamento – semi-reboque tridimensional com suspensão flexível.....	106
2.3.4.1	Desenvolvimento do modelo tridimensional de NAVIN (1992).....	107
2.3.4.2	Aplicação de dados de tombamentos às equações de NAVIN (1992).....	111
2.3.4.3	Cálculo do fator (b_r) utilizando dados de tombamentos de semi-reboques de NAVIN (1992).....	114
2.3.4.4	Crítica à metodologia e resultados de NAVIN (1992)	117
2.3.5	Modelo de tombamento considerando veículo de projeto e margem de segurança ao tombamento.....	119
2.3.5.1	Determinação do limite de tombamento de projeto – veículo de projeto.....	121
2.3.5.2	Margem de segurança ao tombamento.....	123
2.4	Avaliação geral dos modelos de análise para escorregamento e tombamento em curvas dos estudos revisados.....	124
3	APLICAÇÃO DE UM MODELO GENERALIZADO NO PROJETO DE CURVAS HORIZONTAIS DE RODOVIAS COM GREIDE.....	126
3.1	Fatores e condições derivadas do modelo massa pontual e curva superelevada com greide.....	127
3.1.1	Fatores comuns e específicos para o escorregamento e para o tombamento.....	127

3.1.1.1	O sobre-esterçamento e heterogeneidade dos pneus.....	128
3.1.1.2	O efeito do excesso de velocidade.....	129
3.1.1.3	A diferença entre o fator de atrito lateral máximo longitudinal e transversal.....	130
3.1.2	Casos analisados nas simulações numéricas.....	131
3.2	Modelo derivado do modelo massa pontual – escorregamento.....	131
3.2.1	Fator de atrito lateral máximo disponível.....	133
3.2.2	Margens de segurança ao escorregamento.....	136
3.2.2.1	Margem de segurança ao escorregamento – sem excesso de velocidade.....	137
3.2.2.2	Margem de segurança ao escorregamento – com excesso de velocidade.....	144
3.3	Modelo derivado do modelo massa pontual – tombamento.....	146
3.3.1	Determinação do SRT de projeto.....	149
3.3.2	Margens de segurança ao tombamento.....	150
3.3.2.1	Margem de segurança ao tombamento – sem excesso de velocidade.....	151
3.3.2.2	Margem de segurança ao tombamento – com excesso de velocidade.....	157
3.3.2.3	Margens de segurança ao tombamento considerando o efeito do greide descendente no SRT de semi-reboques	161
3.4	Discussão e Avaliação dos Resultados das Simulações Numéricas.....	165
3.4.1	Fator de atrito lateral máximo disponível sob o efeito do greide...	165
3.4.2	Margens de segurança para o escorregamento em curvas de raio mínimo com greide, sem e com excesso de velocidade.....	166
3.4.2.1	Margens de segurança para o escorregamento em curvas de raio mínimo com greide, sem excesso de velocidade.....	166
3.4.2.2	Margens de segurança para o escorregamento em curvas de raio mínimo com greide, com excesso de velocidade.....	167
3.4.3	Margens de segurança para o tombamento.....	169
3.4.3.1	Margens de segurança para o tombamento em curvas de raio mínimo com greide, sem excesso de velocidade	169
3.4.3.2	Margens de segurança para o tombamento em curvas de raio mínimo com greide, com excesso de velocidade	170
3.4.3.3	Margens de segurança para o tombamento de semi-reboques em curvas de raio mínimo com greide descendente, com excesso de velocidade.....	171

4 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES.....	172
REFERÊNCIAS.....	177
ANEXOS.....	183
Anexo A Modelo de BONNESON (2000) para veículo unitário com greide em curva para escorregamento e tombamento com deriva.....	184
Anexo B Análise de KONTARATOS et al. (1994), para veículo unitário com greide em curva para escorregamento.....	212
Anexo C Modelo de ECK e FRENCH (2002) para veículo combinado com greide em curva para escorregamento.....	215
Anexo D Modelo de GLAUZ e HARWOOD (2000) para veículo combinado com deriva.....	219
Anexo E Modelo preliminar para cálculo da redução do SRT de semi-reboques decorrente de frenagem em greide descendente.....	234

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1	Relação entre tombamentos, severidade dos acidentes, e periculosidade para condutores de caminhões nos Estados Unidos em 1995.....	25
Figura 2.1	Faixas usuais de variação do limite de tombamento lateral estático SRT.....	36
Figura 2.2	Relação entre limite de tombamento lateral e porcentagem de acidentes de caminhões isolados.....	36
Figura 2.3	Fatores de redução do limite de tombamento lateral estático SRT em veículos pesados.....	38
Figura 2.4	Modelo de equilíbrio de forças em curva horizontal superelevada, considerando o veículo como ponto de massa.....	54
Figura 2.5	Comparativo dos valores de (f_{max}) dos métodos <i>Green Book</i> (2001 e 2004, DNIT (2005) e DNER (1999).....	63
Figura 2.6	Modelo para tombamento – veículo bidimensional, rígido e unitário...	72
Figura 2.7	Modelo para tombamento em curva horizontal plana, com veículo bidimensional com suspensão flexível.....	75
Figura 2.8	Forças atuantes em veículo bidimensional unitário em curva.....	79
Figura 2.9	Análise de forças atuantes na rolagem de um veículo.....	83
Figura 2.10	Modelo revisado para tombamento – veículo bidimensional com taxa de rolagem (r_{ϕ}).....	86
Figura 2.11	Eixo de tombamento de semi-reboque tridimensional.....	107
Figura 2.12	Esquema de forças e eixo de tombamento passando pela quinta-roda do semi-reboque.....	108
Figura 3.1	Margens de segurança (MS) ao escorregamento em curvas horizontais com greide ($i = 8\%$) e sobre-esterçamento, sem excesso de velocidade	143
Figura 3.2	Margens de segurança (MS) ao escorregamento em curvas horizontais com greide ($i = 8\%$), sobre-esterçamento, com excesso de velocidade..	148
Figura A.1	Forças atuando em veículo com 2 eixos unitário em representação “biciclo”.....	184
Figura A.2	Sistema de coordenadas no centro de gravidade do veículo.....	185
Figura A.3	Forças atuantes em veículo bidimensional unitário em curva, modelo para tombamento de BONNESON (2000, p. 100).....	199
Figura A.4	Esterçamento de modelo biciclo sem tração.....	201
Figura A.5	Esterçamento de modelo biciclo com tração.....	208
Figura C.1	Forças Agindo em veículo em curva horizontal descendente.....	215
Figura C.2	Ângulos do trator e do semi-reboque com as rodas dianteiras.....	217

Figura D.1	Forças e momentos em semi-reboque.....	220
Figura D.2	Forças pneu/pavimento com superelevação.....	221
Figura D.3	Semi-reboque em curva horizontal com superelevação.....	224
Figura D.4	Ângulos de esterçamento e deriva do semi-reboque.....	225
Figura D.5	Dimensões básicas do veículo combinado e forças na quinta-roda.....	230
Figura E.1	Componentes de forças no plano vertical - reação na quinta-roda e no centro dos eixos em tandem.....	237
Figura E.2	Forças longitudinais atuando no semi-reboque, decorrentes da frenagem exclusiva do semi-reboque na curva descendente.....	241
Figura E.3	Componentes de forças longitudinais atuando no semi-reboque, decorrentes da frenagem exclusiva do caminhão-trator.....	242
Figura E.4	Componentes de forças longitudinais no semi-reboque, decorrentes da frenagem na curva descendente feita 20% pelo caminhão trator.....	243

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1	Tombamentos de caminhões nas rodovias federais brasileiras.....	28
Tabela 1.2	Tombamentos de ônibus nas rodovias federais brasileiras.....	29
Tabela 2.1	Acidentes de caminhões (por milhões de milhas trafegadas) em rodovias da Califórnia/Estados Unidos.....	40
Tabela 2.2	Fatores máximos de atrito lateral.....	58
Tabela 2.3	Raios mínimos [m] de curvas horizontais.....	59
Tabela 2.4	Variação dos fatores máximos de atrito lateral (de diversos métodos) em função da velocidade de projeto da curva.....	60
Tabela 2.5	Raio mínimo [m] de curvas horizontais.....	61
Tabela 2.6	Variação dos fatores máximos de atrito lateral dos métodos <i>Green Book</i> (2001 e 2004), DNIT (2005) e DNER (1999), em função da velocidade de projeto.....	62
Tabela 2.7	Valores do fator de atrito lateral máximo (f_{max}) adotados em diferentes países.....	63
Tabela 2.8	Valores do fator de atrito tangencial máximo ($f_{x\ max}$) adotados em diferentes países.....	65
Tabela 2.9	Fator de atrito disponível máximo ($f_{disp= max,sl}$) para o escorregamento lateral, com base em valores de ($f_{max,sk}$) do <i>Green Book</i> 1994 para pavimento molhado.....	68
Tabela 2.10	Margens de segurança contra escorregamento – AUTOMÓVEIS – em curvas horizontais (HARWOOD et al., 2003, p. 108), com base nos fatores de atrito lateral do <i>Green Book</i> (2001).....	69
Tabela 2.11	Margens de segurança contra escorregamento – VEÍCULOS PESADOS – em curvas horizontais (HARWOOD et al., 2003, p. 108), com base nos fatores de atrito lateral do <i>Green Book</i> (2001).....	69
Tabela 2.12	Comparação de valores de SRT para automóveis, calculados por diferentes modelos de tombamento lateral.....	92
Tabela 2.13	Comparação de valores de SRT para caminhões, calculados por diferentes modelos de tombamento lateral.....	93
Tabela 2.14	Fator de atrito lateral máximo disponível ($f_{disponível}$) para automóveis e caminhões.....	99
Tabela 2.15	Tombamentos de semi-reboques com marcas de atritamento pneumático (NAVIN, 1992).....	112
Tabela 2.16	Tombamentos de semi-reboques com registro de velocidade por tacógrafo (NAVIN, 1992).....	115
Tabela 2.17	Exploração numérica do fator de ajuste (b_r) do limite de tombamento lateral estático, utilizando dados de NAVIN (1992).....	116

Tabela 2.18	Velocidade de projeto e excesso de velocidade dos semi-reboques com tacógrafo da amostra de NAVIN (1992).....	117
Tabela 3.1	Fator ($b_{\Delta v}$) de ajuste decorrente do excesso de velocidade ($\Delta v = 7 \text{ km/h}$).....	130
Tabela 3.2	Fator de atrito lateral máximo disponível ($f_{y^*max,sl}$) para automóveis, considerando elipse de aderência e greide.....	134
Tabela 3.3	Fator de atrito lateral máximo disponível ($f_{y^*max,sl}$) para veículo pesado, considerando elipse de aderência e greide.....	134
Tabela 3.4	Margens de segurança (MS) ao escorregamento inicialmente supostas pelos métodos <i>Green Book 2004</i> e DNER /DNIT.....	139
Tabela 3.5.a	Margens de Segurança (MS) para escorregamento de automóveis em curva superelevada com greide, com (f_{max}) do <i>Green Book 2004</i>	140
Tabela 3.5.b	Margens de segurança (MS) para escorregamento de automóveis em curva superelevada com greide, com (f_{max}) do DNIT/DNER.....	140
Tabela 3.6.a	Margens de segurança (MS) para escorregamento de veículo pesado em curva superelevada com greide, com (f_{max}) do <i>Green Book 2004</i> ..	141
Tabela 3.6.b	Margens de segurança (MS) para escorregamento de veículo pesado em curva superelevada com greide, com (f_{max}) do DNIT/DNER.	142
Tabela 3.7.a	Margens de Segurança (MS) para escorregamento de automóveis em curva superelevada com greide e ($b_{\Delta v}$), (f_{max}) do <i>Green Book 2004</i> ...	145
Tabela 3.7.b	Margens de segurança (MS) para escorregamento de automóveis em curva superelevada com greide e ($b_{\Delta v}$), (f_{max}) do DNIT/DNER.....	146
Tabela 3.8.a	Margens de segurança (MS) para escorregamento de veículo pesado em curva superelevada com greide e ($b_{\Delta v}$), (f_{max}) <i>Green Book 2004</i> ..	147
Tabela 3.8.b	Margens de segurança (MS) para escorregamento de veículo pesado em curva superelevada com greide e ($b_{\Delta v}$), (f_{max}) do DNIT/DNER....	147
Tabela 3.9	Valores de SRT_e – efeito da superelevação no $SRT_{projeto}$	152
Tabela 3.10	Valores da aceleração centrípeta em curvas de raio mínimo, com fator sobre-esterçamento.....	154
Tabela 3.11	Margens de segurança (MS) para o tombamento de automóveis em curvas horizontais de raio mínimo DNIT/DNER, sem excesso de velocidade.....	155
Tabela 3.12	Margens de segurança (MS) para o tombamento de veículos pesados em curvas horizontais de raio mínimo DNIT/DNER, sem excesso de velocidade.....	156
Tabela 3.13	Valores da aceleração centrípeta em curvas de raio mínimo, corrigidos pelo excesso de velocidade e sobre-esterçamento.....	159
Tabela 3.14	Margens de segurança (MS) para o tombamento de automóveis em curvas horizontais de raio mínimo DNIT/DNER, com excesso de velocidade.....	159
Tabela 3.15	Margens de segurança (MS) para o tombamento de veículos pesados em curvas horizontais de raio mínimo DNIT/DNER, com excesso de velocidade.....	160

Tabela 3.16	Fator (K_α) de redução do SRT de semi-reboques curtos, decorrente da frenagem de equilíbrio em greide descendente.....	162
Tabela 3.17	Margens de segurança (MS) para o tombamento de semi-reboques em curvas horizontais descendentes de raio mínimo DNIT/DNER, com o fator (K_α), com excesso de velocidade.....	164

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AASHTO	<i>American Association of State Highway and Transportation Officials</i>
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ABS	<i>Antilock Braking System</i>
ANTP	Associação Nacional de Transportes Públicos
ANTT	Agência Nacional de Transportes Terrestres
ARTESP	Agência Reguladora de Serviços Públicos Delegados de Transporte do Estado de São Paulo
AUSTROADS	<i>Association of Australian and New Zealand Road Transport and Traffic</i>
CG	Centro de Gravidade.
CR, C _R	Centro de Rolagem do Veículo
CONTRAN	Conselho Nacional de Trânsito
CTB	Código de Trânsito Brasileiro
DENATRAN	Departamento Nacional de Trânsito
DNER	Departamento Nacional de Estradas de Rodagem
DNER 1999	Manual de Projeto Geométrico de Rodovias Rurais do DNER
DNIT	Departamento Nacional de Infra-Estrutura de Transporte
DNIT 2005	Manual de Projeto de Interseções de Interseções do DNIT
DPRF	Departamento de Polícia Rodoviária Federal
FHWA	<i>Federal Highway Administration</i>
<i>Green Book</i>	<i>A policy on geometric design of highways and streets</i>
IPEA	Instituto de Pesquisa Econômica Aplicada
IPR	Instituto de Pesquisas Rodoviárias
MS	Margem de Segurança (ao escorregamento ou ao tombamento)
NCHRP	<i>National Cooperative Highway Research Program</i>
NRTC	<i>National Road Transport Commission</i>
PBS	<i>Performance Based Standards</i>
RNTRC	Registro Nacional de Transportadores Rodoviários de Cargas
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>
TRB	<i>Transportation Research Board</i>
WHI	<i>Western Highway Institute</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

A, A_f	área frontal do veículo, m^2 .
a_c, a_y	aceleração centrípeta, lateral, m/s^2 .
a_i	distância da linha de centro do conjunto de eixos até o i -ésimo eixo, m.
a_{y0}	aceleração centrípeta decorrente da velocidade de projeto, m/s^2 .
a_{yx}	aceleração centrípeta decorrente da velocidade com a tolerância legal, m/s^2 .
a_{ymax}	aceleração centrípeta máxima, m/s^2 .
a_x	aceleração longitudinal, m/s^2 .
b, l_f	distância entre o CG e o eixo frontal (ou articulação) do veículo, m.
b_N	distância vertical do eixo de tombamento ao CG do semi-reboque (NAVIN, 1992), m.
b_r	fator de calibração do SRT_{geom} do veículo.
b_s	fator de sobre-esterçamento.
b_v	fator de ajustamento da demanda de atrito do veículo.
b_0, b_1, b_2	coeficientes de calibração.
$b_{\Delta v}$	fator de ajuste da aceleração centrípeta devido ao excesso de velocidade.
c, l_r	distância entre o centro de gravidade e o eixo traseiro do veículo, m.
C_β	<i>cornering stiffness</i> ou rigidez ao esterçamento do pneu, $N \cdot rad^{-1}$.
$C_{\beta f}$	<i>cornering stiffness</i> ou rigidez ao esterçamento do pneu frontal, $N \cdot rad^{-1}$.
$C_{\beta r}$	<i>cornering stiffness</i> ou rigidez ao esterçamento do pneu traseiro, $N \cdot rad^{-1}$.
C_i	<i>cornering stiffness</i> ou rigidez de esterçamento dos pneus do eixo (i), $N \cdot rad^{-1}$.
C_β	<i>cornering stiffness</i> ou rigidez de esterçamento dos pneus, $N \cdot rad^{-1}$.
\overline{CC}_β	<i>cornering coefficient</i> ou coeficiente de esterçamento médio, rad^{-1} .
CC_β	<i>cornering coefficient</i> ou coeficiente de esterçamento do rodado de um eixo, rad^{-1} .
D_A	força de arrasto aerodinâmico do veículo, N.
e	superelevação, % ou m/m.
e_{max}	superelevação máxima da curva horizontal de raio mínimo, % ou m/m.
F_c	força centrípeta, N.
F_{fi}	força lateral de atrito no eixo (i), N.
F_{ni}	força normal no eixo (i), N.

F_{ri}	forças laterais nos pneus no eixo (i), N.
F_x	força de tração ou frenagem, N.
$F_{x,max}$	força máxima de tração do motor, N.
F_{yr}	força lateral (na direção y) no pneu traseiro, N.
F_{yf}	força lateral (na direção y) no pneu frontal, N.
F_{yr}	força lateral (na direção y) no pneu traseiro (<i>rear</i>), N.
F_{zo}, F_{ze}	força normal na roda externa à curva, N.
F_{zi}	força normal na roda interna à curva, N.
F_{zr}	carga nos pneus, N.
f	fator de atrito lateral.
f_a	resistência aerodinâmica.
f_{AD}	fator de redução de do fator de atrito do veículo articulado em curva descendente.
f_{ND}	fator de redução o fator de atrito de veículo unitário em curva descendente.
$f_{dem}, f_{y,D}$	fator de atrito lateral demandado.
$f_{disp,max}$	fator de atrito lateral máximo disponível.
$f_{disp,sl}$	fator de atrito disponível para escorregamento lateral.
$f_{max,sk}$	fator de atrito máximo disponível para escorregamento longitudinal.
f_{max}	fator de atrito lateral máximo de projeto.
f_x	fator de atrito longitudinal (tangencial).
$f_{x,max}$	fator de atrito longitudinal máximo (pico dinâmico).
$f_{x,max,sk}$	fator de atrito longitudinal de roda travada.
$f_{x,max,sl}, f_{x,max,sl}$	fator de atrito longitudinal máximo.
$f_{x,d,max}$	fator de atrito longitudinal de <u>projeto</u> do <i>Green Book</i> (1994, Tabela III-1).
$f_{x,D}$	fator de atrito longitudinal demandado para aceleração/frenagem.
f_y	fator de atrito lateral (ou transversal).
$f_{y,max}$	fator de atrito lateral máximo (dinâmico).
$f_{y,max,r}$	fator de atrito lateral equivalente para tombamento.
$f_{y,sl}^*, f_{y,max,sl}^*$	fator de atrito lateral <u>disponível</u> , limitado pela solicitação longitudinal.
$f_{y,max,sl}$	fator de atrito lateral máximo.
$f_{y,max,sl}, f_{y,max,sl}$	fator de atrito lateral máximo.
$f_{y,max,r}$	fator equivalente de atrito lateral no limite do tombamento lateral.
g	aceleração da gravidade, m/s^2 .
h	altura do centro de gravidade, m.
H_f	força lateral na articulação (quinta-roda), N.

h_o	altura do eixo de rolagem; altura do centro de rolamento na posição do centro de gravidade CG, m.
h_x	diferença de altura entre as posições (i) e (x), m.
h_5	altura da quinta-roda, m.
I	momento de inércia do semi-reboque no CG, N.m ² .
i	greide, declividade longitudinal, m/m.
K	constante de perda por atrito e perda mecânica.
K_i	momento de alinhamento do conjunto de pneus do eixo (i), N.m ² .
K_s	rigidez em cada roda de eixo com suspensão independente, N/m.
K_ϕ	rigidez à rolagem (para cada eixo), N.m/rad.
$K_{\phi r}$	resistência à rolagem do eixo traseiro, N.m/rad.
$K_{\phi f}$	resistência à rolagem do eixo frontal, N.m/rad.
K_α	fator de alívio do eixo traseiro de semi-reboques; fator de redução do SRT de semi-reboques em curvas descendentes.
$L = l_r + l_f$	distância entre eixos; distância entre eixo e articulação do veículo, m.
l_f, b	distância entre o centro de gravidade e o eixo frontal (ou quinta roda) do veículo, m.
l_r, c	distância entre o centro de gravidade e o eixo traseiro do veículo, m.
m	massa do veículo, kg.
m_c	massa da carga.
MS	margem de segurança ao tombamento.
m_s	massa suspensa do veículo, kg.
m_v	massa do veículo.
M_ϕ	momento de rolagem, N.m ² .
n	número de eixos do conjunto.
n_t	número de pneus por eixo (normalmente 4).
OT	arraste (<i>offtracking</i>), m.
$OT_{max/S}$	valor máximo estático do arraste (<i>maximum static offtracking</i>), m.
P	peso total do veículo, N.
P_a	peso total suportado pelos pneus do conjunto de eixos, N.
P_f	peso do eixo frontal, N.
P_i	fração do peso do semi-reboque suportada pelos pneus do eixo (i), N.
P_r	peso do eixo traseiro, N.
P_s	peso da massa suspensa do veículo, N.
p_s	relação entre massa suspensa e massa total do veículo.

P_S	peso do semi-reboque, N.
P_T	peso do caminhão-trator, N.
P_t	peso no eixo traseiro do semi-reboque, N.
P_5	peso na quinta-rodinha do semi-reboque, N.
R	raio de curva horizontal, m.
R_{min}	raio mínimo da curva horizontal, m.
r	taxa de rotação do vetor velocidade (\bar{v}); rotação do semi-reboque no entorno do centro da curva (ω).
R_{MP}	razão massa/potência, kg/kW.
r_N	distância horizontal do eixo de tombamento ao CG do semi-reboque (NAVIN, 1992), m.
R_x	resistência ao rolamento, N.
R_{xf}	resistência ao rolamento das rodas frontais, N.
R_{xr}	resistência ao rolamento das rodas traseiras, N.
r_ϕ	taxa de rolagem (flexibilidade à rolagem), rad./g.
s	distância entre os pontos de ação das forças geradas pelas molas sobre o eixo, m.
s_i	coeficiente de esterçamento da suspensão.
SRT	limite estático de tombamento lateral (<i>static rollover threshold</i>).
SRT_{CHANG}	limite de tombamento lateral estático, segundo Chang (2001).
SRT_e	limite de tombamento lateral estático com superelevação da via.
$SRT_{e r_\phi}$	limite de tombamento estático com taxa de rolagem do veículo (suspensão) e superelevação da via.
$SRT_{e K\phi}$	limite de tombamento estático com rigidez à rolagem do veículo (suspensão) e superelevação da via.
SRT_{geom}	limite de tombamento lateral estático ($t/2h$) de veículo suposto rígido.
$SRT_{Gillespie r_\phi}$	limite de tombamento estático com taxa de rolagem do veículo, segundo Gillespie (1992).
$SRT_{Gillespie K\phi}$	limite de tombamento estático com rigidez à rolagem do veículo, segundo Gillespie (1992).
$SRT_{projeto}$	valor limite de SRT adotado para projeto de curvas horizontais.
SSF	o mesmo que SRT (<i>static stability factor</i>).
t	bitola do eixo, m.
t_5	semi-largura da quinta-rodinha, m.

V, V_p	velocidade de projeto da curva de raio mínimo, km/h, mph.
v	velocidade do veículo na curva, m/s.
V_f	módulo da velocidade do eixo frontal do veículo rígido.
V_i	velocidade à distância (x) do topo da descida, km/h.
V_m	média da velocidade inicial (V_i) e da velocidade (v_x) na posição (x), km/h.
V_n^2	média de (V_i^2) e (v_x^2), km^2/h^2 .
V_r	módulo da velocidade do eixo traseiro do veículo rígido, km/h.
V_T	velocidade crítica de tombamento, km/h.
V_x	velocidade à distância x do topo da descida, km/h, km/h.
x	distância de descida, m.
α	greide ($tg \alpha = i$), rad.
β	ângulo de deriva do (centro de gravidade) do veículo, rad.
β_r	ângulo de deriva do eixo traseiro do veículo, rad.
β_f	ângulo de deriva do eixo frontal do veículo, rad.
β_r	ângulo de deriva do pneu traseiro (<i>rear axle</i>), rad.
β_f	ângulo de deriva do pneu dianteiro (frontal ou <i>front axle</i>), rad.
Δt	deslocamento lateral do centro de gravidade da massa suspensa
δ	ângulo de esterçamento das rodas dianteiras, rad.
δ_i	ângulo de esterçamento do eixo (i) decorrente da rolagem lateral, rad.
δ_T	ângulo de esterçamento das rodas do caminhão-trator, rad.
δ_S	ângulo das rodas esterçantes com o eixo longitudinal do semi-reboque, rad.
ε	ângulo do eixo de rolagem lateral com o plano (x, y) do veículo, rad.
γ	ângulo entre o eixo longitudinal do semi-reboque e o vetor velocidade avaliada na quinta-roda do semi-reboque, rad.
η	eficiência motora ($=0,90$).
θ	ângulo da superelevação ($tg \theta = e$), rad.
ϕ, Φ	ângulo de rolagem (ou rotação) lateral do veículo, rad.
ω	velocidade angular (v/R) do veículo, s^{-1} .

1 INTRODUÇÃO

Curvas rodoviárias horizontais são projetadas para manter os veículos na pista, com segurança e conforto. Segundo o *Green Book*¹ da AASHTO – *American Association of State Highways and Transportation Officials*, desde os idos de 1930 a engenharia rodoviária já equacionava elementos como fator de atrito, velocidade, raio da curva e superelevação para garantir que veículos não escorregassem para fora das curvas. Indo além, a abordagem clássica baseia-se no limite de conforto do usuário de automóvel (que varia com a velocidade), o que garantiria boa margem de segurança contra o escorregamento do veículo (AASHTO, 2004, p. 134-135). Porém, a elevada ocorrência de acidentes com veículos pesados em curvas, mormente as descendentes (VOSTREZ e LUNDY, 1964 apud HAUER, 2001, p. 4.9) mostra que essa metodologia não garante sua segurança em curvas.

Estudo recente de HARWOOD et al. (2003) concluiu que a margem de segurança dos veículos pesados contra a derrapagem, considerando a condição usual de projeto em pavimento molhado, é bastante inferior à oferecida para os automóveis. Mesmo em situações usuais, em pavimentos secos, acrescentou que os caminhões geralmente têm limite de tombamento lateral inferior ao atrito lateral disponível (situação não considerada no projeto).

Além disso, estudos sobre acidentes nos Estados Unidos destacam que é elevada a fatalidade decorrente dos tombamentos de caminhões (WORMLEY et al., 2002, p. 122-123). Os tombamentos estão envolvidos em aproximadamente 60% dos acidentes com vítima fatal entre ocupantes, apesar de representarem apenas entre 8% e 12% dos acidentes com caminhões (FHWA, 2000). A Figura 1.1 apresenta a morbidade e mortalidade decorrente dos tombamentos e outros acidentes com caminhões (WINKLER e ERVIN, 1999, p. 1).

¹ *Green Book* é a denominação usual, que será utilizada daqui em diante, para o manual de projeto geométrico divulgado pela AASHTO, cuja primeira edição ocorreu em 1984 pela união do *Blue Book* (que correspondia ao projeto de rodovias) e do *Red Book* (que correspondia ao projeto de vias urbanas). Suas atualizações mais recentes ocorreram em 1990, 1994, 2001 e 2004.

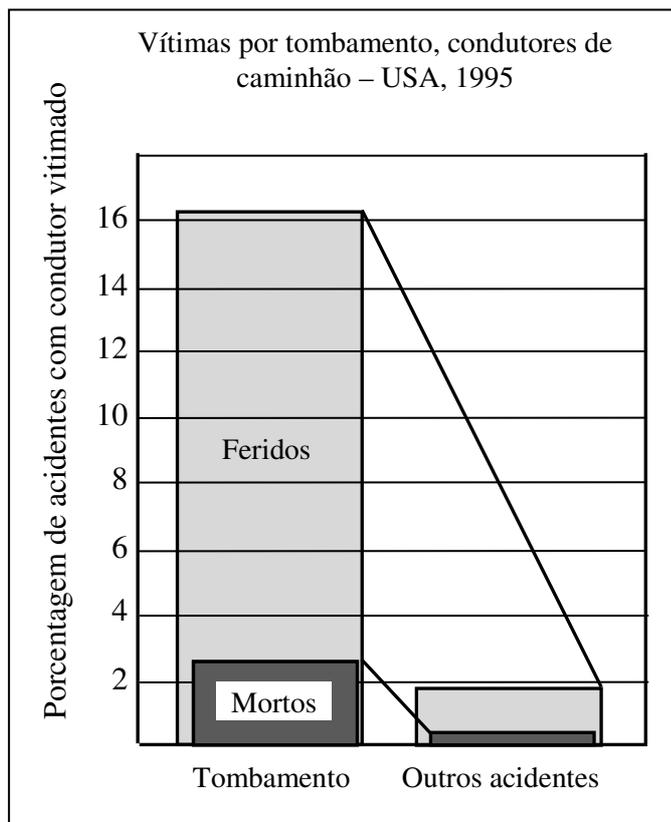


Fig. 1.1: Relação entre tombamentos, severidade dos acidentes, e periculosidade para condutores de caminhões nos Estados Unidos em 1995.

Fonte: WINKLER e ERVIN (1999, p. 1).

O presente trabalho propõe-se a analisar a segurança no projeto das curvas horizontais de rodovias e vias de trânsito rápido com ênfase na operação de veículos de carga.

Em particular, será estudada a ocorrência de tombamento de veículos de carga nas curvas horizontais, em função das características geométricas dessas curvas (raio, superelevação transversal e declividade longitudinal), e considerando também características intrínsecas desses veículos que elevam sua propensão ao tombamento, com o objetivo de integrar sua consideração no projeto seguro das curvas horizontais em rodovias e vias de trânsito rápido.

1.1 Acidentes com veículos pesados nas rodovias brasileiras

Estudo efetuado em 2006 sobre os impactos sociais e econômicos dos acidentes de trânsito nas rodovias brasileiras revelou que automóveis estão presentes em 47,32% das ocorrências, e os caminhões em 25,51%. Desses acidentes, 5,7% do total são tombamentos, e 6,5% são capotamentos (IPEA/DENATRAN/ANTP, 2006, p. 33;51).

O mesmo Relatório IPEA/DENATRAN/ANTP registra que 28% dos acidentes nas rodovias federais (dados referentes a acidentes ocorridos no 2º semestre de 2004 e no 1º semestre de 2005) envolveram pelo menos um veículo de carga, sendo que 80% desses veículos transportavam carga no momento do acidente.

Esse mesmo estudo revelou que o custo total anual dos acidentes de trânsito (valores de dezembro/2005) com automóveis nas rodovias federais é de aproximadamente R\$ 3,5 bilhões, e dos acidentes envolvendo caminhões é de aproximadamente R\$ 2,7 bilhões. O custo anual dos acidentes em todas as rodovias brasileiras (incluindo as estaduais e municipais) é R\$ 22 bilhões (IPEA/DENATRAN/ANTP, 2006, p. 53; 64).

A frota de veículos de transporte rodoviário de carga é de 2.889.852 veículos, equivalente a 6,9% da frota total (DENATRAN, 2004 apud MELLO e KOIZUMI, 2007, p. 50). Essa relativamente baixa participação de veículos de transporte rodoviário de carga na frota contrasta com o elevado envolvimento dos caminhões nos acidentes de trânsito.

No ano de 2004 a frota total brasileira era de 39.240.875 veículos, dos quais 2.741.051 (7%) eram caminhões (Estatísticas DENATRAN, 2005 apud MELLO e KOIZUMI, 2007, p. 50). Nesse mesmo ano, o DATATRAN² apresenta os seguintes números globais de acidentes de trânsito nas rodovias federais:

² DATATRAN é um banco de dados de acidentes do Sistema BR-BRASIL, do Núcleo de Estatística do Departamento de Polícia Rodoviária Federal - Coordenação Geral de Operações, Divisão de Planejamento Operacional, Núcleo de Estatística - do Ministério da Justiça. É alimentado com os dados dos Boletins de Acidentes de Trânsito (BATs) ocorridos nas rodovias federais brasileiras.

➤ **Acidentes de trânsito nas rodovias federais em 2004 – DATATRAN**

- ✓ Total de acidentes registrados: 112.372
(ou 112.457, segundo IPEA/DENATRAN/ANTP, 2006, p. 29).
- ✓ Acidentes com veículos de carga: 40.107 (36,5% do total)
(ou 39.207, segundo Ibid., p. 36).

Tipo de Acidente:

- ✓ Colisão traseira: 10.022
- ✓ Colisão lateral: 9.557
- ✓ Saída de pista: 3.993
- ✓ Tombamento: 3.889 (9,7% dos acidentes com caminhões)

➤ **Mortalidade nas rodovias federais em 2004 – DATATRAN**

- ✓ Total anual 2004 de mortos: 6.119 (Ibid., p. 33).
- ✓ 19,1% pedestres
- ✓ 50% condutores
- ✓ 31% passageiros
- ✓ 2.613 mortos em acidentes com caminhões (Ibid., p. 36).
- ✓ 1.529 motoristas de caminhão mortos (50,0% dos condutores mortos)

O cadastro DATATRAN 2004 também aponta a elevada mortalidade decorrente dos tombamentos laterais de caminhões nas rodovias federais brasileiras, problema também identificado nos registros de acidentes nos Estados Unidos (WINKLER e ERVIN, 1999, p. 1; WORMLEY et al., 2002, p. 122-123).

Dados do DATATRAN 2004 indicam que 43,5% do total de acidentes com caminhões estão relacionados a derrapagens, tombamento, saída de pista e mesmo colisões laterais.

Uma análise específica dos dados de acidentes do DATATRAN referentes ao primeiro semestre de 2005³ foi feita para o presente estudo, considerando especificamente veículos pesados (ônibus e caminhões).

³ Os dados do DATATRAN foram fornecidos para o Prof. Carlos Alberto Bandeira Guimarães / UNICAMP, que gentilmente permitiu sua utilização para os objetivos da dissertação.

Constatou-se que o DATATRAN possui lacunas importantes que impedem ou dificultam a identificação dos fatos relacionados aos acidentes, por não disponibilizar os seguintes dados: lotação e tipo de carga; quantidade de passageiros; velocidade do tacógrafo; declividade longitudinal e transversal; raio de curva e raio da trajetória do veículo; número de eixos; tipo de suspensão e de pneus; tipo de combinação de veículo de carga.

O DATATRAN tampouco informa a extensão total de curvas e de tangentes do sistema rodoviário federal, impedindo assim a análise de sua periculosidade relativa. A falta desses dados impede o uso do DATATRAN para o estudo dos fatores que propiciam a ocorrência de tombamentos, servindo apenas como registro de locais de ocorrência.

A Tabela 1.1 apresenta os tombamentos de caminhões ocorridos em rodovias federais, distinguindo curvas e trechos tangentes, com base nos dados do DATATRAN referentes ao 1º semestre de 2005. Analogamente, a Tabela 1.2 apresenta os tombamentos de ônibus.

Tab. 1.1: Tombamentos de caminhões nas rodovias federais brasileiras.

TOMBAMENTO DE CAMINHÕES – DATATRAN – 1º semestre 2005			
FILTROS: tombamentos, caminhões, pavimento asfáltico ou concreto, curvas ou tangentes.			
CURVAS	Total de BO's	Total de Feridos	Total de Mortos
s/ vítimas	597	3	0
c/ feridos	510	737	1
c/ mortos	41*	117	37 (inconsistência)
Total Curvas	1148	857	38
TANGENTES	Total de BO's	Total de Feridos	Total de Mortos
s/ vítimas	918	3	0
c/ feridos	941	1407	1
c/ mortos	40	75	50
Total Tangentes	1899	1485	51

Fonte: DATATRAN, 1º semestre 2005.

Tab. 1.2: Tombamentos de ônibus nas rodovias federais brasileiras.

TOMBAMENTO DE ÔNIBUS – DATATRAN – 1º semestre 2005			
FILTROS: tombamentos, ônibus, pavimento asfáltico ou concreto, em curvas ou tangentes.			
CURVAS	Total de BO's	Total de Feridos	Total de Mortos
s/ vítimas	590	1	0
c/ feridos	653	1144	0
c/ mortos	78	91	90
Total Curvas	1321	1236	90
TANGENTES	Total de BO's	Total de Feridos	Total de Mortos
s/ vítimas	741	0	0
c/ feridos	892	1779	0
c/ mortos	85	192	103
Total Tangentes	1718	1971	103

Fonte: DATATRAN, 1º semestre 2005.

De forma preliminar, os dados do DATATRAN referentes ao 1º semestre de 2005 permitem o estudo da quantidade total de tombamentos de caminhões e de ônibus. Tabulando seus dados, se obtém os totais apresentados nas Tabelas 1.1 e 1.2.

A Tabela 1.1 mostra a maior mortalidade dos tombamentos de caminhões em curvas (com relação aos tombamentos em tangentes), confirmada pelos 3,6% dos acidentes em curvas que registram mortos (com 3,3 mortos por 100 acidentes), contra apenas 2,1% dos acidentes em tangentes (com 2,7 mortos por 100 acidentes). O índice de tombamentos por milhão de quilômetros trafegados (usualmente utilizado para comparar a periculosidade de trechos rodoviários), não disponível no DATATRAN, apontaria a incidência ainda maior de tombamentos nas curvas.

Ao se aplicar o filtro de pesquisa para REBOQUE/SEMI-REBOQUE, o DATATRAN forneceu idêntico resultado da Tabela 1.1 para caminhões em geral (total), o que indica inconsistência no registro ou no agrupamento de dados.

A Tabela 1.1, com os dados de tombamentos de ônibus nas rodovias federais brasileiras, aponta também maior mortalidade dos tombamentos de ônibus em curvas (com relação aos tombamentos em tangentes). Tal dedução decorre do fato de que 5,9% dos acidentes fatais ocorrem em curvas (com 6,8 mortos por 100 acidentes),

contra apenas 4,9% acidentes fatais em tangentes (com 5,9 mortos por 100 acidentes). Repete-se aqui o comentário feito para tombamento de caminhões, de que o índice de tombamentos por milhão de quilômetros trafegados certamente apontaria incidência ainda maior de tombamentos nas curvas.

Deve-se ressaltar que o tombamento pode decorrer do desdobramento de um acidente gerado pelo escorregamento em curva. Pode também decorrer de choques, especialmente os laterais, com elementos existentes no entorno da via (como guias, barreiras, outros veículos, entre outros). Os boletins de ocorrência feitos em campo confundem a posição final de imobilização do veículo com a causa do acidente, falseando os registros de acidentes.

Pode-se concluir que os dados disponíveis indicam a relevância do problema do tombamento, mas não permitem o desenvolvimento de estudos técnicos quantitativos, justificando a opção metodológica do estudo analítico dos fatores intervenientes nos tombamentos, com ênfase para veículos pesados.

1.2 Objetivos e estrutura do trabalho

O primeiro objetivo deste estudo é avaliar os critérios de projeto das curvas horizontais em termos da margem de segurança, destacadamente em relação a fatores relacionados ao escorregamento e ao tombamento lateral de veículos pesados, considerando o efeito da declividade transversal e longitudinal. Será dada ênfase aos veículos de carga, devido às suas características peculiares de desempenho e comportamento em curvas, e pela sua maior exposição ao tombamento lateral. Conforme se verá, o tombamento lateral em curvas horizontais, com ou sem declividade longitudinal – não é contemplado nos critérios de projeto de curvas horizontais atualmente em utilização.

A primeira parte analisa a bibliografia existente, fazendo a revisão dos métodos usuais de projeto de curvas horizontais em rodovias e vias de trânsito rápido. A segunda parte investiga as opções metodológicas, para orientar o trabalho e

definir o método de estudo aplicado. A seguir, as formulações subjacentes são analisadas criticamente, e são coletadas de estudos anteriores às observações sobre a importância do risco de tombamento, especificamente para veículos pesados. Ambos os resultados estão consolidados no Capítulo 2.

A terceira parte acrescenta, à revisão dos estudos, a contribuição de modelo generalizado da operação em curvas horizontais (incluindo a influência do alinhamento vertical) para obter resultados sensíveis à declividade longitudinal e ao desempenho operacional específico e diferenciado de caminhões. Discute-se também a utilização de um critério de limite de estabilidade ao tombamento, como ligação entre os requisitos a serem estabelecidos na engenharia automotiva e na engenharia viária, para obter a operação segura. Cada aspecto é submetido a um estudo numérico de aplicação que explora os resultados fornecidos pela análise proposta. Estes são os resultados consolidados no Capítulo 3.

Ao final, o trabalho é seguido pelas conclusões e recomendações decorrentes.

2 PROJETO E SEGURANÇA EM CURVAS HORIZONTAIS E OS VEÍCULOS PESADOS

Este capítulo tem o objetivo de reunir os aspectos teóricos e os dados existentes na literatura técnica a respeito do projeto de curvas horizontais, com particular atenção aos aspectos relacionados com a segurança dos veículos pesados e ao tombamento lateral.

Inicialmente as informações existentes sobre a importância dos tombamentos (particularmente para os veículos pesados) são apresentadas, com base nos resultados de estudos e pesquisas sobre o tema. Em seguida é feita a revisão dos critérios usualmente adotados para projeto de curvas horizontais, consubstanciados nos exemplos do consagrado *Green Book* (2004 e versões anteriores de 1984 a 2001) e das recomendações adotadas pelos órgãos rodoviários nacionais (cujas versões mais recentes são os manuais publicados em DNER, 1999; DNIT, 2005).

Na seqüência são apresentados estudos que buscam aprimorar os critérios usuais de projeto, introduzindo diversos fatores relacionados com o efeito da suspensão, da geometria dos veículos, em particular dos veículos comerciais e da declividade longitudinal, integrando escorregamento e tombamento de veículos em curvas. Então, analisam-se suas implicações para a segurança no projeto de curvas horizontais de rodovias e vias de trânsito rápido.

Por fim, face às insuficiências dos modelos básicos propostos para a análise da estabilidade ao tombamento lateral de veículos pesados, são analisados os trabalhos baseados em estudos empíricos e/ou simulação computacional que sugerem valores para o limite de estabilidade ao tombamento lateral como eventual orientação para projeto (vias, além de veículos).

2.1 Aspectos relevantes para o risco de tombamento em curvas horizontais

A seguir será definido e estudado o tombamento lateral em curvas horizontais, problema que, como se verá, atinge principalmente veículos pesados carregados, que apresentam reduzido limite estático de tombamento lateral.

Será demonstrado que as margens de segurança contra o tombamento de veículos pesados são reduzidas, diretamente dependentes da geometria do veículo e das características da carga, e sujeitas a vários fatores restritivos: torção e flexão da estrutura do veículo, amplificação traseira (MELO et al., 2004), diferença entre raio e trajetória, excentricidade e movimentação da carga. É de extrema importância a melhor apreensão de todos esses fatores para aprimorar as margens de segurança verificadas usualmente, sendo de nota a observação de que, uma vez iniciado o tombamento não existe manobra de correção, salvo se o condutor tiver a habilidade de um acrobata (GILLESPIE, 1992, p. 314).

Contrariamente ao tombamento, as margens de segurança para escorregamento são maiores, pois contam com reservas decorrentes da adoção de valores conservadores de fatores de atrito disponíveis (f_{disp}), ainda que também sejam afetadas pela eventual diferença entre raio da curva e trajetória do veículo. Além disso, o escorregamento consome energia, reduz a velocidade, e com pequena ajuda do condutor pode ser controlado.

2.1.1 O tombamento em curva e o limite de tombamento lateral estático

Preliminarmente será caracterizado o tombamento lateral em curvas horizontais, problema que, como se verá, atinge principalmente veículos pesados carregados.

Tombamento é qualquer manobra na qual o veículo gira 90 graus ou mais em torno do eixo longitudinal, com o corpo do veículo mantendo contato com o solo

(GILLESPIE, 1992, p. 309). Existem diferentes definições para o tombamento e acidentes relacionados (como o capotamento, eventualmente distinguido por um giro de 180 graus ou mais ou pelo giro em torno do eixo transversal). Neste trabalho serão utilizados indistintamente os termos tombamento e tombamento lateral.

Os tombamentos laterais são acidentes típicos de veículos pesados em curvas horizontais (ECHAVEGUREN et al., 2005), sendo esse problema mais intenso nas curvas de menor velocidade (BONNISON, 2000; NAVIN, 1992), que apresentam raios pequenos e maior aceleração lateral.

Pelas características da suspensão, os veículos articulados compostos por caminhão-trator e semi-reboque, são mais propensos ao tombamento lateral (HARWOOD et al., 2003, p. 106). Esse tipo de veículo é definido como veículo articulado SR no Manual de Projeto de Intercessões do DNIT – Departamento Nacional de Infra-Estrutura de Transportes (2005).

Em estudo de margens de segurança, NAVIN (1992) concluiu que é mínima a margem de segurança ao tombamento de caminhões em curvas fechadas, ao mesmo tempo em que é virtualmente impossível ocorrer, em condições normais, o tombamento de automóveis. BONNISON (2000) registra que falhas por escorregamento são predominantes para automóveis em curvas horizontais.

A estabilidade lateral de veículos é aferida através do limite de tombamento lateral estático ou *Static Rollover Threshold* (SRT), também chamado por SSF – *Static Stability Factor* (WORMLEY et al., 2002), ou por medidas menos difundidas. Segundo Gillespie (1992, p. 311), o SRT é a aceleração lateral máxima em regime estacionário (expressa em fração da aceleração da gravidade g) na qual o tombamento começa. Outro conceito similar é dado por MUELLER et al. (1999), que define SRT como a aceleração lateral máxima em regime estacionário suportada pelo veículo imediatamente antes de ocorrer o tombamento.

O termo estático, que qualifica o limite de tombamento lateral, exclui as oscilações laterais transitórias a que estão sujeitos os veículos em curvas horizontais, entre as quais podemos citar a aceleração centrípeta variável no início da curva, o desenvolvimento de rolagem lateral devido à flexibilidade da suspensão/molhas, e o desenvolvimento do arraste lateral (*offtracking*).

O limite de tombamento lateral estático SRT é fortemente dependente da geometria do veículo, diminuindo com uma maior da altura do centro de gravidade (h), e aumentando com uma maior da bitola (t) do eixo do veículo. Como se verá, as medidas da bitola e da altura do centro de gravidade do veículo, através da equação simplificada ($t/2h$), fornecem a primeira estimativa – geométrica – do limite de tombamento lateral estático de um veículo (Ibid., p. 312), doravante chamado de geométrico (SRT_{geom}), conforme Equação 2.1.

$$SRT_{geom} = \frac{t}{2h}$$

Equação 2.1

Onde:

h = altura do centro de gravidade = $(m_v \cdot h_v + m_c \cdot h_c) / (m_v + m_c)$

m_v = massa do veículo

m_c = massa da carga

h_v = altura do centro de gravidade de m_v

h_c = altura do centro de gravidade de m_c

Segundo GILLESPIE (1992, p. 312) automóveis esportivos apresentam SRT de (1,7g), automóveis normais possuem SRT entre (1,1g) e (1,5g). Veículos de carga apresentam valores menores de SRT, entre (0,8g) e (1,1g) para camionetas e caminhonetes, e entre (0,4g) e (0,6g) para veículos pesados.

A visualização das faixas de variação do limite de tombamento lateral estático para diversas categorias de veículos pode ser vista na Figura 2.1, onde se percebe a redução da estabilidade lateral dos veículos de carga decorrente da lotação e da altura do centro de gravidade.

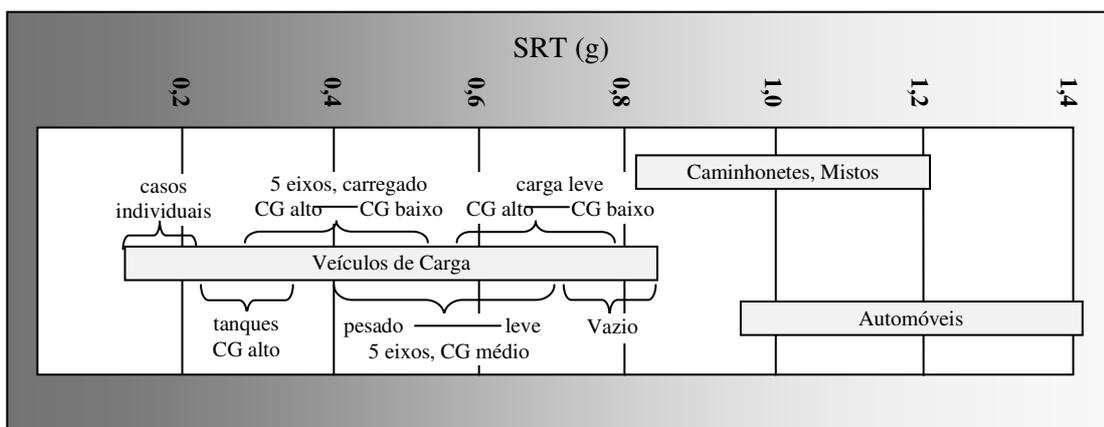


Fig. 2.1: Faixas usuais de variação do limite de tombamento lateral estático SRT.

Fonte: Adaptado de WINKLER e ERVIN (1999, p. 02).

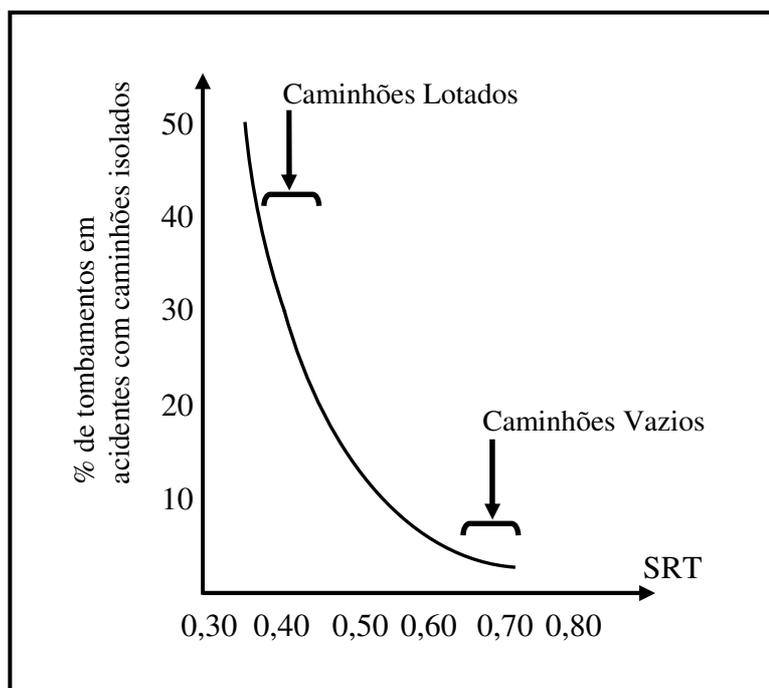


Fig. 2.2: Relação entre limite de tombamento lateral e porcentagem de acidentes de caminhões isolados.

Fonte: Adaptado de ERVIN (1983 apud NAVIN, 1992, p. 131).

ERVIN (1983 apud NAVIN, 1992) demonstrou que a ocorrência do tombamento é fortemente influenciada pela lotação do caminhão, como mostrado na Figura 2.2, em que se constata que aproximadamente 40% dos acidentes com caminhões isolados, com carga completa, são devidos ao tombamento lateral. Esse

número cai para menos de 5% para caminhões sem carga, que possuem reduzida exposição ao risco de tombamento.

Estudo de WOLKOWICZ e BILLING (1982 apud NAVIN, 1992), com base em dados de acidentes com caminhões em rodovias canadenses, indica que, para caminhões com pelo menos metade da carga, 68% dos registros eram de tombamentos laterais.

Ao analisar as margens de segurança em curvas horizontais, com relação ao tombamento e ao escorregamento, HARWOOD et al. (2003, p. 108;110) utilizou os fatores de atrito lateral do *Green Book* (AASHTO, 2001), concluindo que as margens de segurança eram satisfatórias embora reduzidas para caminhões. E os critérios de projeto, alterados para curvas de baixa velocidade de rodovias e vias de trânsito rápido pelo *Green Book* (AASHTO, 2004), reduziram ainda mais as margens de segurança principalmente em face do tombamento, como será visto adiante.

MUELLER et al. (1999, p. 2), em estudo sobre acidentes com a frota australiana de caminhões, revelou que a parcela de 15% da frota com $SRT < 0,3$ apresenta três vezes mais tombamentos que os 85% da frota restante.

HARWOOD et al. (2003, p. 59) confirma que caminhões geralmente possuem limites de tombamento lateral estático SRT inferiores ao atrito disponível em pavimentos secos, registrando ainda que, quando se envolvem em acidentes em curvas, caminhões carregados invariavelmente sofrem tombamento. O mesmo trabalho registra (p. 59) que a amplificação traseira das oscilações transversais no segundo semi-reboque (efeito dinâmico) provoca aumento da aceleração lateral, levando o veículo ao tombamento mesmo em trechos tangentes.

Estudo conduzido por WINKLER e ERVIN (1999) concluiu que a probabilidade de tombamento de veículo articulado de 5 eixos (caminhão trator e semi-reboque) é ainda mais fortemente influenciada pelo limite de tombamento estático SRT. Também nesse sentido, PREM et al. (2001) reconhece que o limite de tombamento lateral estático está diretamente relacionado à probabilidade da ocorrência de tombamento.

O SRT – limite de tombamento estático – depende principalmente das características geométricas, mecânicas e estruturais do veículo, incluindo a carga

transportada no momento. Segundo HAUER (2000), as condições de estabilidade e segurança em curvas podem ser “intrínsecas” (relativas ao próprio veículo), ou “extrínsecas” (relativas à via e ao condutor).

Além dos fatores que compõe o SRT geométrico (bitola do eixo e altura do centro de gravidade), os seguintes fatores intrínsecos do veículo restringem o SRT: flexibilidade da suspensão, flexibilidade dos pneus, folga da suspensão e da 5ª roda (*lash*), torção do veículo, deformação lateral da estrutura do veículo (visto como uma viga fletida horizontalmente pela aceleração inercial da carga). Isso resulta em valor do SRT real inferior ao superestimado SRT_{geom} . A visualização do efeito progressivo destes demais fatores nos valores de tombamento lateral estático para um veículo de carga pode ser vista na Figura 2.3, onde se verifica que são atingidos valores de até (0,25.g), próximo ao atrito em pavimento molhado.

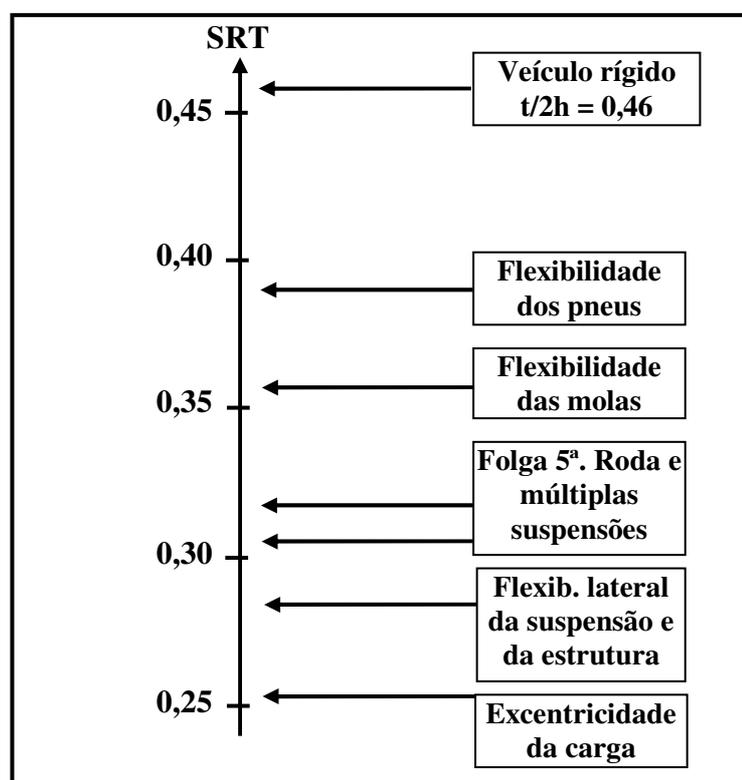


Fig. 2.3: Fatores de redução do limite de tombamento lateral estático SRT em veículos pesados.

Fonte: Adaptado de WINKLER e ERVIN (1999, p. 8).

Os fatores do SRT “extrínsecos” ao veículo são proporcionados pelas características de projeto da curva percorrida pelo veículo (velocidade de projeto, superelevação, raio, e greide, transição, curvas reversas, perfil longitudinal) e pelo comportamento do condutor (excesso de velocidade, sobre-esterçamento, frenagem, aceleração, manobra evasiva, etc).

Ao longo do presente trabalho, o termo SRT receberá diferentes denominações, associadas aos respectivos fatores considerados no limite de tombamento lateral.

2.1.2 Fatores causais de tombamento – via, veículo e condutor

O tombamento lateral de um veículo em curvas, assim como qualquer acidente de trânsito, é sempre o resultado da interação de fatores relacionados ao veículo, à via, e ao condutor. Esses fatores serão analisados em separado, para entendimento da sua contribuição individual.

Pretende-se mostrar que o maior carregamento do veículo, bem como o greide descendente da curva horizontal propiciam aumento da probabilidade de ocorrência de tombamento lateral de veículos pesados. A influência das características mecânicas intrínsecas do veículo sobre a estabilidade ao tombamento também será considerada.

2.1.2.1 Fatores de tombamento em curva relacionados à via

As vias contribuem com múltiplos fatores para a ocorrência de tombamentos e outros acidentes: raio de curva horizontal, superelevação, greide, e alinhamento longitudinal.

➤ **Raio de curva horizontal**

Segundo LAMM et al. (1999, p. 9.23), o risco de acidentes em curvas horizontais diminui com o aumento do raio, sendo que curvas com raios inferiores a 200 m apresentam taxas de acidentes duas vezes maiores que as apresentadas por curvas com raios superiores a 400 m.

Estudo de VOSTREZ e LUNDY (1964 apud HAUER, 2001, p. 4.9), sobre acidentes em rodovias da Califórnia/EUA, revelou que o perfil longitudinal descendente combinado com curva horizontal aumenta a incidência de acidentes de caminhões, conforme mostrado na Tabela 2.1 a seguir.

Tab. 2.1: Acidentes de caminhões (por milhões de milhas trafegadas) em rodovias da Califórnia/Estados Unidos.

Trecho	Porcentagem de caminhões na composição do tráfego	
	4% - 5%	11%
Tangente horizontal	0,84	1,12
Tangente em subida	0,71	1,51
Tangente em descida	1,07	1,29
Curva em nível	0,86	1,83
Curva em subida	1,78	1,69
Curva em descida	2,10	1,88

Fonte: VOSTREZ e LUNDY (1966 apud HAUER, 2001, p. 4.9).

➤ **Superelevação**

A superelevação, utilizando o componente lateral da força peso para ajudar, juntamente com a força de atrito lateral, a contrapor a força centrífuga, permite que curvas horizontais sejam percorridas com maior velocidade.

Isso submete os veículos a maiores acelerações centrípetas, fato que, como adiante se verá, não prejudica a estabilidade de automóveis, mas que afeta diretamente o equilíbrio de veículos pesados ao tombamento lateral.

➤ Greide Descendente

Conforme identificado desde a década de 1960 por MULLINS e KEESE (1961 apud HAUER, 2001, p. 4.2-4.3), o greide descendente implica em maior incidência de acidentes. Segundo HILIER e WARDROP (1966 apud HAUER, 2001, p. 4.3), tal fator também aumenta a letalidade dos mesmos. BONNESON (2000) identificou que o greide descendente reduz a margem de segurança de caminhões ao tombamento.

Fazendo a súmula de diversos outros trabalhos, HAUER (2001, p. 12-13) conclui que todos os autores apontam o aumento da freqüência de acidentes em pistas descendentes, reconhecendo ainda a existência de abundante interação entre curvatura horizontal e greide na geração de acidentes.

O excesso de velocidade decorrente do greide descendente é preocupação tanto de HARWOOD et al. (2003, p. 106), como do *Heavy Vehicle Stability Guide* da Nova Zelândia (LTSA, 2008). A título de exemplo, ERVIN et al. (1986, p. 79-81) estudando rampa rodoviária com velocidade regulamentada em 35 mph (56 km/h), verificou que o excesso de velocidade de apenas (5 mph /8 km/h) é suficiente para tornar nula a margem de segurança ao tombamento de semi-reboques.

A componente longitudinal da força gravitacional acelera os veículos em declives, na medida do aumento de sua declividade longitudinal e extensão, descontados o efeito do atrito e as perdas mecânicas. O *Green Book 2001* (AASHTO, p. 260) associa o atrito de rolamento ao greide, reduzindo a aceleração da gravidade na razão de 1,2% da declividade longitudinal para pisos de asfalto, e 1,0% para pisos de concreto. Assim, o aumento aritmético da velocidade reflete-se geometricamente sobre a aceleração centrípeta, segundo determina a equação do movimento circular uniforme:

$$a_c = a_y = \frac{v^2}{R}$$

Onde:

$a_c = a_y$ = aceleração centrípeta, na direção lateral (eixo y) do veículo, m/s²

v = módulo da velocidade do veículo percorrendo a curva circular, m/s

R = raio da curva circular, m

Um método aproximado e rápido para determinar o ganho de velocidade em trechos descendentes consiste em considerar que a energia potencial é totalmente convertida em energia cinética. É uma aproximação que fornece o limitante máximo da velocidade (ABDELWAHAB e MORRAL, 1997, p. 352; ss.), resultando:

$$V_x = \sqrt{V_i^2 - 2gh_x}$$

Onde:

V_x = velocidade à distância x do topo da descida, m/s

V_i = velocidade inicial, no topo da descida, m/s

h_x = diferença de altura entre as posições (i) e (x) (m, negativo)

g = aceleração da gravidade (aprox. $9,8 \text{ m/s}^2$)

Como exemplo de aplicação numérica, um veículo percorrendo ramo rodoviário descendente (270°), com raio de (30 m) e desnível de (8 m), com velocidade inicial de 40 km/h , sem aplicação de freio motor ou de serviço, atingiria, no final do ramo descendente, a velocidade de ($60,3 \text{ km/h}$), no máximo.

Trabalho sobre rampas de escape para caminhões desenvolvido por Stanley (1978), conforme citado por ABDELWAHAB e MORRAL (1997, p. 352; ss.), testou e validou (com diferença inferior a 5% entre o valor medido e o valor calculado) a equação de cálculo da velocidade de caminhões em pistas descendentes, unificando os efeitos do atrito de rolamento e do arrasto aerodinâmico, considerando a velocidade real em cada posição calculada, conforme se verifica na equação a seguir:

$$V_x = 8,82 \sqrt{0,01291 \cdot V_i^2 - 3,28 \cdot h_x - 3,28 \cdot K \cdot x - 0,000033 \cdot V_m x - \frac{0,0499 \cdot A \cdot x \cdot V_n^2}{P}}$$

Onde:

V_x = velocidade à distância (x) do topo da descida (km/h)

V_i = velocidade inicial, no topo da descida (km/h)

h_x = diferença de altura entre as posições (i) e (x) (m, negativo)

K = constante que incorpora o atrito do piso e perda mecânica (igual a

0,01675 para superfície pavimentada e 0,26125 para leito de cascalho)
 V_m = média (km/h) da velocidade inicial (V_i) e da veloc. (v_x) na posição (x)
 A = área frontal do caminhão (adotado $9m^2$)
 V_n^2 = média de (V_i^2) e (v_x^2), (km^2/h^2)
 P = peso bruto total do caminhão
 x = distância de descida

Assim, um veículo articulado de peso bruto total ($P = 45$ toneladas), percorrendo o ramo descendente do exemplo anterior, com a mesma velocidade inicial, também sem aplicação de freio motor ou de serviço, atingiria, no final do ramo descendente, a velocidade de ($58,0$ km/h).

Os dois diferentes métodos apresentam resultados semelhantes, e o ganho de velocidade em ambos é de grande monta, exigindo frenagem do veículo, sob pena de tombamento pelo excesso de velocidade.

Sendo fixo o SRT do veículo, o aumento da velocidade em curva aumenta a aceleração transversal, podendo suplantar o limite de tombamento disponível. No exemplo anterior, a aceleração transversal de ($0,42$ m/s²) na curva de raio ($R = 30$ m) correspondente a ($V_i = 40$ km/h ou $11,1$ m/s), que já era excessiva, atinge ($0,88$ m/s²) com o aumento de velocidade para ($V_x = 58$ km/h ou $16,1$ m/s), majoração de 110%, que leva um veículo pesado (SRT da ordem de 0,4) ao tombamento.

➤ Alinhamento longitudinal

O efeito do perfil longitudinal descendente, segundo CANALE e GUTIÉRREZ (2005), pode provocar o *fade* – perda de eficiência, por aquecimento, dos freios de caminhões em pistas descendentes. LUCAS e WIDMER (2004) identificaram que nas rodovias brasileiras o efeito do *fade* é agravado pela elevada idade média da frota de caminhões, muitos deles fabricados sem dispositivos retardadores.

O perfil descendente de uma rodovia, segundo ALLEN et al. (2000, p. 17), para garantir margem mínima de segurança, exige estudo do perfil de velocidades para o atendimento simultâneo das seguintes condições:

- ✓ Manutenção da capacidade de frenagem do veículo ao longo do percurso;
- ✓ Segurança contra o limite de tombamento em qualquer curva;
- ✓ Capacidade de redução da velocidade antes de entrar uma curva; e
- ✓ Possibilidade de desaceleração de $3,4 \text{ m/s}^2$, ou superior, até parada total.

A associação de curvas reversas e curvas de transição, segundo EASA e AMIR (2006), pode provocar desequilíbrio lateral nos veículos e exigir aumento do raio mínimo de curvas horizontais.

2.1.2.2 Fatores de tombamento em curva relacionados ao veículo

Os fatores causais relacionados ao veículo estão associados à segurança intrínseca do próprio veículo considerado, e à carga que estiver sendo transportada no momento.

Segundo WINKLER (2000, p. 05), os seguintes fatores afetam o limite de tombamento intrínseco do veículo: altura do centro de gravidade, bitola dos eixos, tipo, rigidez e folga da suspensão, folga da quinta-rodinha, tipo e pressão dos pneus, flexibilidade lateral da suspensão, rigidez torsional da estrutura do veículo, e excentricidade da carga.

Mesmo que alguns desses fatores produzam pequeno efeito, sua soma é significativa na redução do SRT do veículo (WINKLER, 2000, p. 07).

➤ **Dimensões básicas: altura do centro de gravidade e bitola do eixo**

A relação entre a bitola do eixo e a altura do centro de gravidade, como já vimos, define o ($SRT_{geom} = t/2h$) do veículo. O veículo é considerado rígido, sem suspensão nem deformação lateral ou torcional, fornecendo estimativa superestimada do limite de tombamento estático intrínseco do veículo.

A carga determina a altura do centro de gravidade do veículo carregado, fator determinante do (SRT_{geom}). Além da altura do centro de gravidade, a maior lotação

de carga reduz a estabilidade lateral de caminhões e aumenta o risco de acidentes (PREM et al., 2001).

➤ **Articulações**

Segundo WINKLER e ERVIN (1999, p. 04), veículos articulados pesados apresentam reduzido SRT e pequena estabilidade lateral, apresentando maior probabilidade de tombamento lateral em curvas horizontais.

Além disso, esses veículos articulados estão sujeitos ao fenômeno da amplificação traseira, que é o aumento transitório da aceleração transversal, decorrente de manobra evasiva de esterçamento, agravando sua instabilidade lateral em curvas. Estudo de MELO et al. (2004) indicou que certas configurações de CVC – Combinações de Veículos de Carga são ainda mais instáveis, podendo sofrer tombamento em tangentes, decorrente da amplificação traseira, em velocidades da ordem de 60 km/h.

Segundo HARWOOD et al. (2003, p. 55) a amplificação traseira pode provocar, no segundo semi-reboque, aceleração lateral até 4 vezes superior à do caminhão trator. Esse efeito é tão mais pronunciado quanto maior a velocidade e quanto mais intensa a manobra evasiva de esterçamento.

➤ **Frenagem em curva**

A frenagem em curvas pode ser necessária, em função do tráfego à frente, ou mesmo para manter constante a velocidade em curvas descendentes.

O efeito mais conhecido da frenagem (e da aceleração) em curva é a redução do atrito lateral disponível para o escorregamento (assunto abordado nos itens 2.3.3 e 3.1). Adicionalmente, no Anexo E é apresentada proposta do efeito da frenagem em curvas descendentes no limite de tombamento lateral de semi-reboques.

➤ **Pressão dos pneus**

A pressão dos pneus afeta o contato do pneu/pavimento, alterando atrito e esterçamento (De BEER, 1996, apud PREM et al., 2001), e afetando a eficiência da frenagem (FRICKE, 1992).

A pressão também altera o limite de tombamento estático do veículo, na medida em que pneus com pressão menor que a recomendada deformam mais, permitindo maior ângulo de rolagem lateral do próprio eixo, que se soma ao ângulo de rolagem decorrente da deformação da suspensão.

➤ **Rigidez da suspensão**

O tipo de suspensão (ar, molas) também afeta o limite de tombamento estático do veículo, ao permitir maior ou menor ângulo de rolagem lateral. Este fenômeno será estudado, de modo preliminar, nos itens 2.3.2 e 2.3.4 adiante.

É complexo o efeito da suspensão em veículos pesados articulados (exatamente os mais propensos ao tombamento lateral), na medida em que o comportamento em conjunto dos diferentes eixos do veículo afeta o SRT. A título de exemplo, variações na rigidez da suspensão do eixo dianteiro do caminhão-tractor afeta o SRT do veículo combinado em até 25% ou mais (LTSA, 2003, pg. 19).

➤ **Excentricidade e tipo da carga**

Segundo FRICKE (1990, p. 78-20), a excentricidade (Δe) da carga reduz o SRT do veículo em aproximadamente ($\Delta e/h$), onde h é a altura do centro de gravidade do veículo. De modo similar, WINKLER (2000, p. 05) relaciona os deslocamentos laterais (Δy) com o valor da meia bitola ($t/2 \approx 0,95 \text{ cm}$) para avaliar o efeito da excentricidade da carga (e mesmo da eventual flexão da própria carga por efeito da aceleração lateral), considerando assim que cada centímetro de deslocamento lateral reduz o SRT em aproximadamente 1%.

Cargas líquidas, vivas, bem como cargas suspensas, provocam grande redução do limite de tombamento lateral do veículo transportador. Em geral, ao efeito “estático” de deslocamento do centro de gravidade da carga médio, somam-se também os efeitos dinâmicos de turbulência e oscilação da carga (incluindo choques com as paredes do compartimento de carga) que acentuam a instabilidade gerada.

➤ **Arraste ou *offtracking***

Arraste ou *offtracking* (OT) é o fenômeno que ocorre quando os eixos

traseiros de um veículo numa curva descrevem raios diferentes do raio do eixo dianteiro esterçante do veículo. Esse arraste pode ser estático (velocidades reduzidas), ou dinâmico (altas velocidades).

O aumento da velocidade do veículo em curva provoca a mudança da condição de arraste estático para dinâmico, alterando o sentido do arraste. BERNARD e VANDERPLOEG (1981, p. 939-940) apresentam exploração numérica do arraste para reboque, em várias situações de velocidade e raio de curva. Com velocidade muito reduzida (velocidade “nula”) o arraste é negativo. Com o aumento da velocidade, o módulo do arraste diminui até ficar nulo, a partir do que o arraste muda de sentido (passa a ser positivo), e seu módulo passa a aumentar com a velocidade, com o eixo traseiro percorrendo raio maior, e a traseira do veículo indo para fora da curva.

O arraste estático ocorre quando os eixos traseiros de um veículo numa curva crescentemente migram em direção ao centro da curva até atingir um valor máximo estático (*maximun static offtracking* – $OT_{max/S}$) com relação ao raio do eixo esterçante do veículo. Do ponto de vista matemático, o arraste estático é a diferença entre o raio de giro do eixo dianteiro ao último eixo traseiro do veículo ou combinação de veículos, para baixas velocidades (HEALD, 1986, p. 45), e é obtido pela simples e sucessiva (no caso de veículos articulados) aplicação do Teorema de Pitágoras.

A seguinte é a fórmula para o arraste estático desenvolvida pelo *Western Highway Institute* (conhecida como Fórmula WHI do arraste), que proporciona um cálculo direto e bem aproximado do arraste de baixa velocidade (estático) máximo, para qualquer veículo ou combinação de veículos (HEALD, 1986, p. 45;48).

$$OT_{max/S} = R - (R^2 - \Sigma L^2)^{1/2}$$

Onde:

$OT_{Max/S}$ = arraste (*offtrackink*) estático máximo (positivo para dentro da curva)

R = raio da curva seguida pelo centro do eixo dianteiro

L = distância entre articulações de cada unidade do veículo (inclusive de *dollyes*, se existentes)

O arraste de baixa velocidade é negativo, reduzindo o raio do semi-reboque. Pode assumir proporções relativamente importantes com relação ao raio da curva, quando o raio é pequeno e quando a velocidade é reduzida. Nas curvas de maior raio o arraste estático (veículo trafegando em baixa velocidade) é de segunda ordem.

Nas curvas de maior raio (que podem ser percorridas com maior velocidade), ou mesmo nas curvas de menor raio percorridas com aceleração transversal (centrípeta) elevada, o arraste é dinâmico e para fora (positivo), com o raio do eixo traseiro maior que o raio do eixo dianteiro.

Nas curvas de baixa velocidade o arraste poderia reduzir a margem de segurança ao tombamento, ao reduzir o raio percorrido pelo eixo traseiro do veículo. Porém, considerando que as curvas são projetadas com o raio mínimo adotado no bordo interno, conforme recomendação DNIT (2005, p. 246), o arraste de baixa velocidade fará com que o raio do último eixo de veículo articulado seja igual o raio mínimo da curva, enquanto que os eixos mais dianteiros do veículo percorrerão trajetórias com raio maior que o raio mínimo, sem, portanto, qualquer adicional de aceleração centrípeta.

Nas curvas de maior velocidade, o arraste pode exigir largura adicional da faixa de rolamento, porém não terá efeito negativo sobre o tombamento lateral, escapando do foco do presente trabalho.

Assim, o arraste não será considerado como fator que altera o limite de tombamento lateral de veículos pesados.

Também para automóveis o arraste não será considerado, devido à pequena distância entre eixos (quando comparada ao raio da curva), bem como pela condição de projeto, anteriormente comentada, de considerar o raio mínimo na parte interna da curva (DNIT, 2005, p. 246).

2.1.2.3 Fatores de tombamento em curva relacionados ao condutor

O condutor pode propiciar a ocorrência de tombamento, ao definir o raio da

trajetória na curva, e ao determinar a velocidade de percurso (recorrendo a frenagem ou aceleração do veículo). Esses fatores em conjunto determinam a aceleração centrípeta que irá atuar sobre o veículo na curva horizontal. A inclusão destes efeitos decorrentes do comportamento do condutor forma um conjunto bastante extenso de fatores que, isoladamente ou simultaneamente, teria de ser analisado para avaliar o risco real dos tombamentos laterais.

➤ **Sobre-esterçamento em curvas horizontais**

O sobre-esterçamento aumenta a aceleração centrípeta à qual o veículo está sujeito em uma curva horizontal. BONNESON (2000), combinando resultados de GLENNON e WEAVER (1972) e MacADAM et al. (1985), adota o fator 1,15 para a redução do raio, acarretando com isso idêntico aumento na aceleração centrípeta ($a_y = v^2/R$).

Pode-se criticar a aplicabilidade indistinta desse fator para automóveis e caminhões. Os automóveis, com largura de 1,80 m, dispõem de maior folga de trajetória dentro das faixas de tráfego que os caminhões. Em curvas com sobrelargura, introduzida para atender às necessidades dos caminhões, mais largos e com grande arraste (ou *offtracking*), essa diferença relativa é ainda maior. Por isso, caminhões retardam o esterçamento na entrada de curvas, para impedir que o pneu interno à curva do último eixo traseiro saia da pista. Pode-se assim supor que automóveis e caminhões apresentem distintos valores de fator de sobre-esterçamento.

Os modelos de dinâmica normalmente referem-se ao raio de curva no centro de massa do veículo, enquanto que os raios mínimos de projeto são preferencialmente referidos ao bordo interno da pista (DNIT, 2005). Os raios mínimos de curva podem ser, correspondentemente, referidos ao eixo de cada faixa (inicialmente ao eixo da via, antes de serem transportados para cada faixa e para o bordo interno e externo das plataformas e pistas de rolamento), e seriam maiores.

No caso dos veículos pesados, especialmente os combinados, esse procedimento pode conduzir a erros maiores e tornando necessária a distinção dos raios de curva de cada unidade.

➤ **Excesso de velocidade em curvas**

É infração grave de condução o excesso de velocidade. Porém o pequeno excesso de velocidade, que sequer pode ser verificado adequadamente pelo condutor (seja pela imprecisão de leitura do velocímetro, seja pelas preocupações com frenagem, esterçamento, e inserção na via após a curva), produz grande majoração na aceleração centrípeta.

O pequeno excesso de velocidade é isento de punição legal no Brasil, sendo que a Resolução nº 202 do CONTRAN (BRASIL, 2006) estabelece que não sejam autuados por excesso de velocidade veículos com excesso de até 7 km/h (para velocidades de até 100 km/h), e de 7% para velocidades superiores a 100 km/h. Por ser constante para curvas de até 100 km/h, o excesso tolerado de velocidade provocará aumento da aceleração centrípeta mais intenso nas curvas de baixa velocidade regulamentada. Um paradoxo para o condutor, que não se dá conta do fato de estar no limiar ou além do limite de tombamento, em reduzida velocidade.

Cabe registrar que a 80 km/h, velocidade máxima permitida para caminhões nas rodovias não sinalizadas (BRASIL, 1997, art. 61, § 1º, inciso II. 3), a tolerância legal de 7 km/h provoca aumento da aceleração centrípeta de 18%. Essa mesma tolerância legal, constante até velocidade 100 km/h, provoca aumento muito maior para as curvas com menor velocidade regulamentada (até 82% para curvas de 20km/h), como adiante se verá com maior detalhe.

Segundo WORMLEY et al. (2002, p. 123), os fatores causais relacionados ao condutor começam com o próprio desconhecimento dos mecanismos de tombamento lateral, dificultando inclusive sua prevenção. Efetivamente, é paradoxal para condutores de veículos pesados, que tombamentos possam ocorrer em curvas feitas com velocidade reduzida.

Algumas das características de segurança intrínsecas do veículo interagem fortemente com o estilo de condução, mais ou menos agressivo, que se manifesta inclusive nas manobras evasivas. Esterçamentos tardios, portanto mais rápidos, geram maior aceleração transversal transitória. Frenagens tardias, portanto mais intensas, promovem maior desequilíbrio longitudinal da carga nos eixos, e desequilíbrio transversal, quando a trajetória é curvilínea.

Para melhorar o comportamento do condutor em face do tombamento lateral, já existem dispositivos embarcados, capazes inclusive de captar ângulos de rolagem e acelerações transversais, e assim corrigir o limite de tombamento veicular para a carga em trânsito (WINKLER, 2000).

➤ **Aceleração e frenagem em curvas horizontais**

É necessária frenagem ou aceleração do veículo para a manutenção da velocidade constante em curvas com greide não nulo. Ainda que não altere a aceleração lateral a que o veículo fica sujeito, isso reduz o atrito lateral disponível para a manutenção do veículo na curva, conforme a elipse de aderência de KREMPEL (1965, apud LAMM et al., 1999).

Em caso de frenagem com travamento das rodas, o atrito lateral disponível é reduzido ao valor último, e o veículo sai pela tangente da curva.

E no caso de frenagem para ajustamento de velocidade, por exemplo, no caso de manobra evasiva não emergencial, a redução do fator de atrito lateral máximo disponível será muito maior que a devido ao greide, posto que o módulo dessa desaceleração é de $(2,79 \text{ m/s}^2)^4$, que equivale a $(0,28.g)$, ou seja, equivalente a um greide de 28% (se isso fosse possível).

2.2 Revisão dos critérios básicos de projeto de curvas horizontais

Serão objeto de análise as recomendações usuais para projeto de curvas horizontais derivadas dos modelos de equilíbrio do veículo em curva utilizados pelos manuais de projeto para curvas horizontais (DNER, 1999; DNIT, 2005, além do *Green Book* 2004 e anteriores). Como se verá, todos esses modelos clássicos baseiam-se no equilíbrio proporcionado pelo atrito de escorregamento lateral (ou transversal). O escorregamento ocorre quando a solicitação supera a resistência

⁴ Exemplo de valor de frenagem de projeto para ajustamento de velocidade, estabelecido pelo Manual Brasileiro de Sinalização de Trânsito – Volume I – Sinalização de Regulamentação, CONTRAN (BRASIL, 2005, p. 41;43).

possível decorrente do atrito lateral.

Todos esses modelos clássicos baseiam-se no equilíbrio proporcionado pelo atrito de escorregamento lateral (ou transversal). O escorregamento ocorre quando a solicitação supera a resistência possível decorrente do atrito lateral e da componente da força peso decorrente da superelevação. No entanto, como é usualmente adotado um fator de atrito correspondente à condição de conforto para os usuários de automóvel (ao invés do limite de aderência ao escorregamento), trata-se de um raio mínimo de projeto. A condição correspondente ao tombamento é usualmente considerada menos exigente e normalmente ignorada.

O projeto geométrico de curvas horizontais deve obedecer a critérios de visibilidade à distância e de distância de parada, segurança de tráfego, e atender à necessidade de capacidade viária. Este trabalho, no entanto, focaliza o alinhamento horizontal de forma mais específica, analisando os aspectos relacionados com a operação veicular. Entre outros, os seguintes elementos geométricos do alinhamento horizontal, devem ser definidos:

- ✓ Raio da curva e superelevação, obedecendo a valores de raio mínimo e superelevação máxima admitidos para uma dada velocidade de projeto;
- ✓ Trecho de transição de raio de curva (espiral de transição ou curvas compostas);
- ✓ Trecho de transição da superelevação (taxa de transição, extensão total de transição, e divisão da superelevação anterior e posterior ao início da curva horizontal).

A discussão feita neste capítulo considera apenas o raio e a superelevação (coletando também observações sobre o greide longitudinal), admitindo que as curvas são precedidas de trechos adequados para a espiral de transição e para a transição da superelevação. Analisa-se, também, apenas a operação estacionária em curva (admitindo implicitamente que os transientes são relevantes apenas nos trechos de transição).

A atenção estará centrada nas curvas de raio mínimo, posto que curvas com

raio maior que o mínimo apresentam margens de segurança mais elevadas. Também não será estudado o efeito de curvas reversas na estabilidade ao tombamento de veículos pesados. Conforme já anteriormente apontado, EASA e AMIR (2006) aponta que o perfil longitudinal composto por curvas horizontais reversas exige aumento do raio mínimo dessas curvas.

2.2.1 Modelo básico de escorregamento de automóveis em curvas horizontais

O modelo de projeto de curvas horizontais, conforme mostrado esquematicamente na Figura 2.4, baseia-se no equilíbrio do veículo percorrendo uma curva horizontal, considerando as seguintes hipóteses simplificadoras:

- ✓ Veículo representado por ponto de massa (*point mass model*), sem sensibilidade para suspensão, torção, ou articulação;
- ✓ Curva horizontal circular de raio (R), com fator de atrito lateral (f) e com superelevação (e);
- ✓ Raio da trajetória do veículo igual ao raio da curva (R); e
- ✓ Velocidade (v) constante do veículo igual à velocidade de projeto.

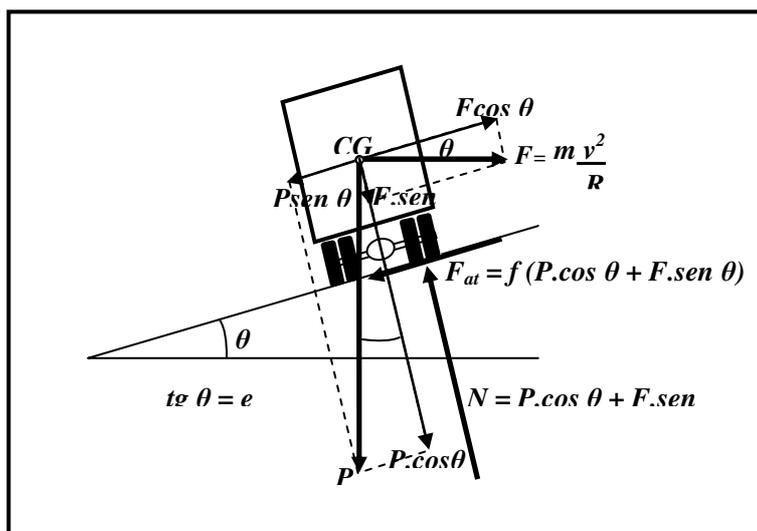


Fig. 2.4: Modelo de equilíbrio de forças⁵ em curva horizontal superelevada, considerando o veículo como ponto de massa.

Com essas premissas, a equação simplificada decorre das leis básicas da mecânica (movimento circular uniforme):

$$a_c = a_y = \frac{v^2}{R}$$

$$F_c = m \cdot \frac{v^2}{R}$$

Onde:

$a_c = a_y$ = aceleração centrípeta, na direção lateral (eixo y) do veículo, m/s^2

v = velocidade do veículo na curva, m/s

R = raio da curva, m

m = massa do veículo, kg

F_c = força centrípeta, N

Considerando a condição limite de equilíbrio estático (reação nula nos pneus internos à curva), o equilíbrio de forças na direção paralela à pista implica em:

⁵ Na Figura 2.4, assim como nas próximas figuras, a força centrípeta atuante no CG é desenhada conforme o sentido ditado pelo princípio de D'Alembert (como força centrífuga inercial, de sentido oposto).

$$P \cdot \text{sen } \theta + f \cdot N = F_c \cdot \cos \theta$$

Substituindo $(N = P \cdot \cos \theta + F_c \cdot \text{sen } \theta)$, dividindo por $(\cos \theta)$, e evidenciando (F) :

$$P \cdot \text{tg } \theta + f \cdot P = F_c \cdot (1 - f \cdot \text{tg } \theta)$$

Substituindo $(F_c = m \cdot \frac{v^2}{R})$, $(P = m \cdot g)$ e $(\text{tg } \theta = e)$:

$$\begin{aligned} m \cdot g \cdot e + f \cdot m \cdot g &= m \cdot \frac{v^2}{R} (1 - f \cdot e) \\ g(e + f) &= \frac{v^2}{R} (1 - f \cdot e) \\ R &= \frac{v^2}{g} \cdot \frac{(1 - f \cdot e)}{(e + f)} \end{aligned}$$

Desprezando o termo de segunda ordem $(f \cdot e)$:

$$R = \frac{v^2}{g \cdot (e + f)}$$

Na solicitação máxima, condição limite de equilíbrio de escorregamento, sendo o fator de atrito $(f = f_{max})$ e a superelevação $(e = e_{max})$, resulta o Raio Mínimo (R_{min}) da curva horizontal, para uma dada velocidade de projeto $(V=V_P)$ dado por:

$$R_{min} = \frac{V_P^2}{g \cdot (e_{max} + f_{max})}$$

Equação 2.2

Numa condição de projeto intermediária, como a de conforto, a condição limite de equilíbrio de projeto, sendo o fator de atrito adotado $(f = f_{proj})$ e a

superelevação ($e = e_{max}$), resulta o Raio Mínimo de Projeto (R_{min}) da curva horizontal, para uma dada velocidade (v) dado por:

$$R_{min} = \frac{V^2}{g \cdot (e_{max} + f_{proj})}$$

Equação 2.3

Substituindo (g) por $9,8\text{m/s}^2$ e exprimindo (R_{min}) em [m] e (V) em [km/h], temos a fórmula convencional para a condição limite de escorregamento:

$$R_{min} = \frac{V_P^2}{127 (e_{max} + f_{max})}$$

Equação 2.4

Onde:

R_{min} = raio mínimo de projeto da curva horizontal, m

V (ou V_P) = velocidade de projeto da curva, km/h

f_{max} = fator de atrito lateral máximo

e_{max} = superelevação máxima⁶, m/m

Por adotar o modelo de massa pontual, a condição não é sensível à distribuição dos esforços entre os eixos e rodas do veículo, nem considera as peculiaridades dos sistemas de freio dos veículos combinados.

Embora adote fatores de atrito disponíveis com pavimento molhado, não se considera também as especificidades das condições de aderência com o pavimento de pneus de automóveis e de veículos pesados. Os limites de conforto também foram determinados para automóveis.

⁶ A escolha da superelevação máxima depende de condições climáticas do local (existência ou não de gelo/neve), exequibilidade, uso do solo lindeiro (soleiras e drenagem), e frequência de veículos muito lentos (BONNISON, 2000, p. 136). O DNER (1999, p. 97-98) adicionalmente relaciona a superelevação máxima à velocidade diretriz, classe de projeto, e economia (reduzir esforços em estruturas e diminuir custos de execução e manutenção).

2.2.2 Critérios do *Green Book* da AASHTO (2004 e anteriores)

O modelo de projeto de curvas horizontais do *Green Book* (AASHTO, 2004, p. 131;ss.), assim como de suas versões anteriores, resume-se ao modelo de equilíbrio apresentado no item 2.1.1 anterior.

Apesar da significativa ampliação da família de veículos de projeto dos manuais AASHTO, da versão 1994 até a versão 2004, com a inclusão de combinações de veículos, os fatores de atrito adotados não contemplam as necessidades desses veículos pesados, e, pior, na versão 2004 esses fatores de atrito foram majorados para as curvas de baixa velocidade.

Os fatores de atrito utilizados pelo *Green Book* (AASHTO, 2004 e anteriores) para a determinação do raio mínimo de curvas horizontais são baseados no desempenho de pneus de automóveis, com a premissa, plenamente justificável para automóveis, de que o tombamento não é fator de insegurança, posto que muito antes que um automóvel tombe lateralmente, já terá derrapado (a falha se dará por escorregamento). Essa premissa não contempla o comportamento de caminhões em curvas, cujo limite de tombamento lateral é bastante inferior ao dos automóveis.

O valor máximo para o fator de atrito (f_{max}) do *Green Book* (AASHTO, 2004, p. 134-135) é fundamentalmente definido pelo limite de conforto dos passageiros de automóvel⁷, variável com a velocidade, redundando em boa margem de segurança contra o escorregamento para automóveis. Com os valores de (e_{max}) e de (f_{max}) na Equação 2.4, obtém-se, para cada velocidade de projeto considerada, o correspondente raio mínimo de curva.

O *Green Book* (AASHTO, 2004), nesta versão mais recente, uniformizou os fatores máximos de atrito transversal (f_{max}) para velocidades menores que 70 km/h (que nas versões anteriores variavam por tipo de via), passando a adotar em curvas rodoviárias os maiores valores de (f_{max}) antes aplicados apenas para ramos. A Tabela 2.2 mostra os valores de (f_{max}) recomendados para curvas rodoviárias e de vias

⁷ Adicionalmente o fator de atrito (f_{max}) do *Green Book* também não considera, na sua formulação, as restrições impostas pela Elipse de Krempel, a diversidade de veículos, e as margens de segurança ao escorregamento.

urbanas de alta velocidade, comparados aos anteriormente adotados. Os valores recomendados para ramos rodoviários permaneceram os mesmos (e são iguais).

Tab. 2.2: Fatores máximos de atrito lateral.

V_p [km/h]	15	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120
f_{max} 2004	0,40	0,35	0,28	0,23	0,19	0,17	0,15	0,14	0,13	0,12	0,11	0,09
f_{max} 1984 a 2001		0,18	0,17	0,17	0,16	0,15	0,14	0,14	0,13	0,12	0,11	0,09

Fonte: AASHTO (2004, p. 147 e versões anteriores).

A diferenciação anterior era justificada pela menor expectativa de conforto, atribuída aos condutores e passageiros, no percurso dos trechos reduzidos dos ramos de acesso, egresso ou ligação entre rodovias.

Ao analisar as margens de segurança de caminhões em curvas horizontais, com relação ao tombamento e ao escorregamento, HARWOOD et al. (2003, p. 108;110) utilizou os fatores de atrito lateral do *Green Book* (AASHTO, 2001), concluindo serem satisfatórias as margens de segurança. Ocorre, porém, que o aumento desses fatores pelo *Green Book* (AASHTO, 2004), para curvas de baixa velocidade, restringiu essas margens de segurança, principalmente em face do tombamento, como adiante será demonstrado.

A superelevação máxima (e_{max}) pode variar entre 4% e 12% (AASHTO, 2004, p. 147; AASHTO, 2001, p. 145). Considerando esses possíveis valores de (e_{max}), e tendo também os valores de (f_{max}), o raio mínimo, para cada velocidade de projeto escolhida, pode ser calculado através da Equação 2.4. A Tabela 2.3 apresenta os raios mínimos assim calculados, onde se nota a conseqüente redução dos raios mínimos para as curvas de baixa velocidade.

Tab. 2.3: Raios mínimos [m] de curvas horizontais.

V_P [km/h]	R_{MIN} $e_{máx}=4\%$		R_{MIN} $e_{máx}=6\%$		R_{MIN} $e_{máx}=8\%$		R_{MIN} $e_{máx}=10\%$		R_{MIN} $e_{máx}=12\%$	
	200 4	200 1	200 4	200 1	200 4	200 1	200 4	200 1	200 4	200 1
30	22	34	21	31	20	28	19	26	18	24
40	47	60	43	55	41	50	38	47	36	43
60	135	149	123	135	113	123	105	113	98	105
80	280	280	252	252	229	229	210	210	194	194
90	375	375	336	336	304	304	277	277	255	255
110	-	-	560	560	501	500	454	454	414	414

Fonte: AASHTO (2004, p. 147) e AASHTO (2001, p. 145).

Além de características gerais de relevo e clima nas regiões atravessadas pelas rodovias, as recomendações usuais impõem a variação dos valores adotados para (e_{max}) de acordo com o raio de curva (sendo menores com raios de curva maiores). A distribuição dos valores de (f) e de (e) segue metodologia recomendada, por exemplo, pelo *Green Book* 2004 (AASHTO, 2004, p. 141), devendo ser objeto de cuidado para não levar a inconsistência na percepção do traçado da rodovia pelos usuários (BONNISON, 2000, p. 15).

2.2.3 Critérios adotados no Brasil em DNER (1999) e DNIT (2005)

No Brasil, estão vigentes os critérios de projeto para rodovias estabelecidos no Manual de Projeto Geométrico de Rodovias Rurais, elaborado pelo Departamento Nacional de Estradas de Rodagem DNER Rio de Janeiro, Brasil, 1999, doravante denominado Manual DNER (1999). Esse manual está baseado no *Green Book* (AASHTO, 1994), consolidando também a evolução técnica acumulada desde a elaboração do manual “Instruções para Projeto Geométrico de Rodovias Rurais” de

1979 do IPR-Instituto de Pesquisas Rodoviárias⁸. Para o projeto de interseções rodoviárias, é utilizado o Manual de Projeto de Interseções de Interseções do DNIT – Departamento Nacional de Infra-Estrutura de Transporte de 2005, doravante denominado Manual DNIT (2005). Este manual incorpora recomendações no *Green Book* (AASHTO, 2004), quando às considera adequadas ao Brasil. A equação de equilíbrio do veículo em curva horizontal, tanto do Manual DNIT (2005, p. 66) quanto do Manual DNER (1999, p. 71-72), é a mesma Equação 2.4 utilizada no *Green Book* (AASHTO, 2004 e anteriores).

Os fatores de atrito lateral (f_{max}) para curvas horizontais dos Manuais DNER (1999) e DNIT (2005) são diferem entre si para as curvas de baixa velocidade (até 70 km/h), dado que, para essas velocidades, o Manual DNIT (2005, p. 246) adota os valores majorados de (f_{max}) do *Green Book* (AASHTO, 2004). Para curvas com velocidade superior a 70 km/h, o Manual DNIT (2005, p. 246) remete ao manual DNER (1999). Os valores adotados estão mostrados na Tabela 2.4.

Tab. 2.4: Variação dos fatores máximos de atrito lateral (de diversos métodos) em função da velocidade de projeto da curva.

V_p [km/h]	25	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120
f_{max} DNER 1999	----	0,20	0,18	0,16	0,15	0,15	0,14	0,14	0,13	0,12	0,11
f_{max} DNIT 2005	0,32	0,28	0,23	0,19	0,17	0,15	0,14	0,14	0,13	0,12	0,11

Segundo estabelece o manual DNER (1999, p. 71), a superelevação máxima (e_{max}) pode variar entre 4% e 12%. O Manual DNIT (2005, p. 246) relaciona o valor mínimo de (e_{max}) com a velocidade de projeto (0% a 25 km/h; 2% a 30 km/h; 4% a 40 km/h; 6% a 50 km/h; 8% a 60 km/h; 9% a 70 km/h), permitindo a adoção de valores maiores de (e_{max}) para maior conforto e velocidade (DNIT, 2005, p. 244). Para velocidades maiores que 70 km/h o Manual DNIT (2005, p. 246) recomenda a adoção dos valores de (f_{max}) e de (e_{max}) do Manual DNER (1999, p. 71).

Com os valores de (e_{max}) e (f_{max}) estabelecidos, o raio mínimo, para cada

⁸ Órgão de pesquisa do antigo DNER – Departamento Nacional de Estradas de Rodagem, atualmente incorporado ao DNIT – Departamento Nacional de Infra-Estrutura de Transportes.

velocidade de projeto, pode ser calculado através da Equação 2.4, conforme apresenta a Tabela 2.5.

Tab. 2.5: Raio Mínimo [m] de Curvas Horizontais.

V _P [km/h]	R _{MIN} e _{máx} =4%		R _{MIN} e _{máx} =6%		R _{MIN} e _{máx} =8%		R _{MIN} e _{máx} =10%		R _{MIN} e _{máx} =12%	
	DNIT	DNER	DNIT	DNER	DNIT	DNER	DNIT	DNER	DNIT	DNER
30	22	30	21	25	20	25	19	25	18	20
40	47	60	43	55	41	50	38	45	36	45
60	135	150	123	135	113	125	105	115	98	105
80	280	280	250	250	230	230	210	210	195	195
90	355	355	320	320	290	290	265	265	245	245
110	595	595	530	530	475	475	435	435	400	400

Fonte: DNER (1999, p.71) e DNIT (2005, p. 246).

A Tabela 2.5 quantifica também a redução dos raios mínimos horizontais das curvas de menor velocidade, decorrente da adoção de valores maiores do fator (f_{max}) para essas curvas, feita pelo Manual DNIT (2005).

Para raios (R) acima do mínimo, o manual DNER (1999) recomenda reduzir a superelevação adotando $e = e_{max} \cdot \left(\frac{2 \cdot R_{min}}{R} - \frac{R_{min}^2}{R^2} \right)$.

2.2.4 Crítica dos modelos de escorregamento analisados

Como a seguir de mostrará, os modelos de escorregamento apresentados são passíveis das seguintes críticas:

- ✓ Não consideram o efeito da aceleração/frenagem (greide, manobras) no fator de atrito lateral (Elipse de Krempel).
- ✓ Desconsideram variações na trajetória do veículo em curva horizontal.

- ✓ Não diferenciam (f_{max}) de automóveis e de veículos pesados.
- ✓ Não consideram o tombamento lateral para a determinação da velocidade de projeto da curva.

2.2.4.1 Redução do fator de atrito lateral disponível decorrente de aceleração ou frenagem em curvas horizontais

Ao fixar o valor do (f_{max}), os métodos estudados do *Green Book*, DNIT e DNER estudados deixam de considerar que a margem de segurança ao escorregamento em curvas é afetada pela frenagem ou aceleração em curva horizontal com greide não nulo. Como se argumentará, a relação entre a solicitação de atrito lateral (transversal) e a solicitação de atrito tangencial (longitudinal) pode reduzir o valor disponível da resistência (valor limite) para o atrito lateral, bem abaixo do valor (f_{max}) considerado sem solicitação conjunta.

Os valores adotados para (f_{max}) pelo *Green Book* (2004, p. 147), para baixas velocidades de projeto ($V < 70 \text{ km/h}$), foram significativamente aumentados com relação aos do *Green Book* (2001, p. 145 e anteriores), tendo o Brasil seguido essa tendência, aumentando os valores de (f_{max}) adotados pelo manual de interseções do DNIT (2005, p. 246-247) com os relação ao Manual DNER (1999, p. 71). A Tabela 2.6 e a Figura 2.5 mostram o conjunto dessas variações.

Tab. 2.6: Variação dos fatores máximos de atrito lateral dos métodos Green Book (2001 e 2004), DNIT (2005) e DNER (1999), em função da velocidade de projeto.

V_p [km/h]	15	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120
f_{max} G. Book (2004)	0,40	0,35	0,28	0,23	0,19	0,17	0,15	0,14	0,13	0,12	0,11	0,09
f_{max} G. Book (2001)		0,18	0,17	0,17	0,16	0,15	0,14	0,14	0,13	0,12	0,11	0,09
f_{max} DNIT (2005)			0,28	0,23	0,19	0,17	0,15	0,14	0,14	0,13	0,12	0,11
f_{max} DNER (1999)			0,20	0,18	0,16	0,15	0,15	0,14	0,14	0,13	0,12	0,11

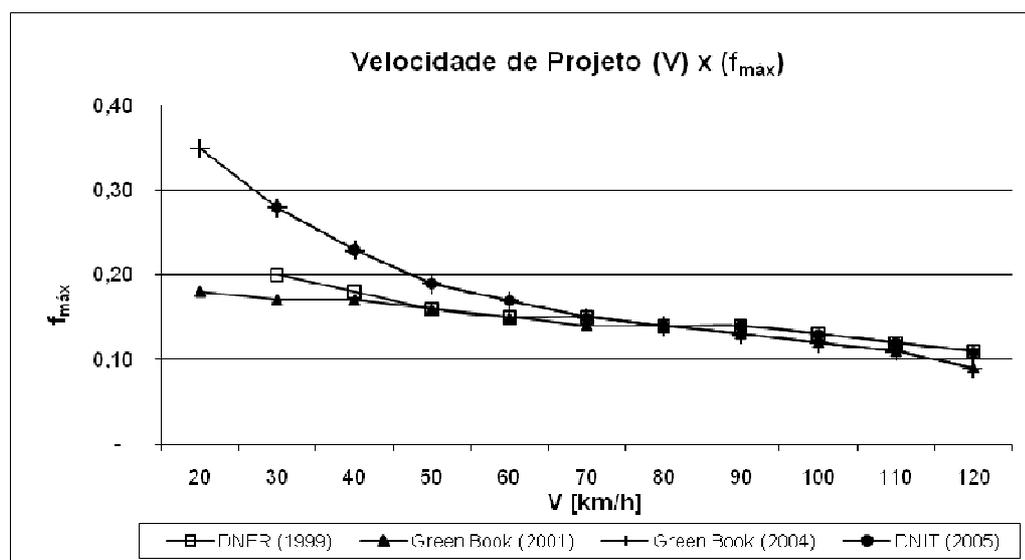


Fig. 2.5: Comparativo dos valores de (f_{max}) dos métodos *Green Book* (2001 e 2004), DNIT (2005) e DNER (1999).

A experiência internacional aponta ainda distintos valores para o fator de atrito lateral máximo (f_{max}), conforme mostra a Tabela 2.7.

Tab. 2.7: Valores do fator de atrito lateral máximo (f_{max}) adotados em diferentes países.

V km/h	Fator de atrito lateral máximo - f_{max}				
	EUA*	Alemanha	França	Suécia	Suíça
30	0,28	0,200		0,210	
40	0,23	0,180	0,250	0,190	0,220
50	0,19	0,170		0,180	0,200
55		0,150		0,170	0,180
60	0,17	0,140	0,160	0,160	0,170
65		0,130			0,160
70	0,15	0,120		0,150	0,150
80	0,140	0,110	0,130	0,140	0,140
90	0,130	0,100			0,130
95		0,090			0,130
100	0,12	0,085	0,110		0,125
105		0,080			0,120
110	0,11	0,075			0,110
120	0,09	0,070	0,100		0,110

* Valores de (f_{max}) do *Green Book* 2001 substituídos pelos do *Green Book* 2004

Fonte: Adaptado de LAMM et al. (1999, p. 10.52).

Pode-se ver que os novos valores adotados pelos Estados Unidos para curvas de baixa velocidade são significativamente maiores que os aceitos por outros países. No entanto, não se tratam de valores limites de escorregamento, e devem ser cotejados pela solicitação conjunta com frenagem ou aceleração.

As forças de atrito disponíveis nas direções transversal (lateral) e tangencial (longitudinal) de um pneu são limitadas pelo fator de atrito correspondente e pela força normal ao pavimento aplicada pelo pneu.

Com solicitação conjunta, admite-se usualmente que a frenagem ou a aceleração longitudinal reduz o atrito lateral disponível, sendo elíptica (Equação 2.5) a relação matemática entre esses fatores de atrito admissíveis (KREMPEL, 1965 apud LAMM et al., 1999, p. 10.21-10.22).

$$\left(\frac{f_y}{f_{y\ max}}\right)^2 + \left(\frac{f_x}{f_{x\ max}}\right)^2 \leq 1$$

Equação 2.5

Onde:

- f_x = fator de atrito longitudinal disponível
- $f_{x,max}$ = fator de atrito tangencial máximo (pico)
- f_y = fator de atrito lateral (ou transversal) disponível
- $f_{y,max}$ = fator de atrito lateral máximo (pico)

Os estudos empíricos de correlação mostram que os valores máximos dos fatores de atrito lateral e transversal guardam relações de proporcionalidade simples. LAMM et al. (1999, p. 10.21) apresenta a relação dada pela Equação 2.5:

$$f_{y\ max} = 0,925 f_{x\ max}$$

Equação 2.6

A experiência internacional aponta distintos valores para o fator de atrito máximo na direção tangencial ($f_{x\ max}$), conforme mostra a Tabela 2.8.

Tab. 2.8: Valores do fator de atrito tangencial máximo ($f_{x\max}$) adotados em diferentes países.

V km/h	Fator de atrito tangencial (longitudinal) máximo – $f_{x\max}$				
	EUA	Alemanha	França	Suécia	Suíça
30	0,40	0,43		0,46	0,54
40	0,38	0,39	0,37	0,44	0,50
50	0,35	0,36		0,41	0,45
55	0,34	0,32			0,40
60	0,31	0,30	0,37	0,39	0,39
65	0,32	0,29			0,37
70	0,31	0,27		0,36	0,35
80	0,30	0,24	0,33	0,34	0,32
90	0,30	0,22			0,30
95	0,29	0,20			0,29
100	0,29	0,19	0,30		0,28
105	0,29	0,18			0,27
110	0,28	0,17			0,26
120		0,16	0,27		0,25

Fonte: LAMM et al. (1999, p. 10.46).

Portanto, pode-se facilmente obter o limite máximo de aderência lateral a partir do correspondente limite máximo de aderência longitudinal, ambos para solicitação simples, e obter o limite (minorado) para a aderência lateral disponível para cada nível de aderência longitudinal considerado (resultante de uma aceleração ou frenagem correspondente).

2.2.4.2 Diferença entre trajetória do veículo e raio da curva

Os modelos de escorregamento do *Green Book*, DNER e DNIT analisados assumem que a trajetória do veículo tem raio idêntico ao raio geométrico da curva. Essa simplificação na prática ignora o efeito do sobre-esterçamento para correção da trajetória em curva, que consome parte do (f_{\max}) disponível.

GLENNON e WEAVER (1972), constatou que o raio da curva é entre 1,1 a 1,5 vezes maior que o raio crítico do condutor em alguma seção da curva.

BONNESON (2000), combinando esses resultados com MacADAM et al. (1985), adota que o raio crítico é 1,15 menor que o raio da curva.

2.2.4.3 Diferenciação entre fatores de atrito para automóveis e caminhões

Os métodos *Green Book*, DNIT e DNER não diferenciam as margens de segurança ao escorregamento em curvas para automóveis e veículos pesados. HARWOOD et al. (2003) estudaram essas diferentes margens, considerando valores dinâmicos do fator de atrito lateral, considerando que os veículos pesados apresentam menores margens de segurança ao escorregamento e necessitam de redução nos fatores de atrito lateral pelos fatores expostos a seguir:

- ✓ Devido ao comportamento desigual dos pneus, caminhões requisitam demanda de atrito lateral 10% superior à demandada por pneus de automóveis (McADAM et al., 1985 apud HARWOOD et al., 2003, p. 105), pelo efeito da distribuição da sollicitação e resistência ao atrito lateral nos pneus dos diferentes eixos e nos lados interno/externo, que se mostraram relevantes na identificação do limite de estabilidade dos veículos com semi-reboque no referido estudo.
- ✓ Pneus de caminhões desenvolvem apenas 70% do fator de atrito apresentado por pneus de automóveis (OLSON et al., 1984 apud HARWOOD et al., 2003, p. 107), devido à diferença nas características dos pneus de caminhões, e sua interação com pavimento.

Os valores demandados e disponíveis do atrito lateral foram calculados por HARWOOD et al. (2003) com base nos valores definidos para (f_{max}) adotados pelo *Green Book* 1994. Os valores limites disponíveis (pico) foram estimados em 1,45 dos valores limites estáticos (OLSON et al., 1984 apud HARWOOD et al., 2003). Como

os valores de (f_{max}) do *Green Book* 2001 referem-se a automóveis, BONNESON (2000) estimou os valores de pico para caminhões através do produto ($1,45 \times 0,70 = 1,01$) dos valores limites estáticos.

HARWOOD et al. (2003, p. 108), utilizando os valores previamente apresentados dos coeficientes de atrito lateral disponíveis e demandados, calculou as margens de segurança ao escorregamento de automóveis e caminhões, utilizando a seguinte metodologia:

- ✓ Raio mínimo de curva horizontal (correspondente à Equação 2.4, porém com unidades distintas: V [mph] e R [ft]):

$$R_{min} = \frac{V_p^2}{15 (e_{max} + f_{max})}$$

Equação 2.7

- ✓ Fator de atrito demandado, na condição de raio mínimo:

$$f_{dem\ auto} = f_{max\ AUTO} = \frac{V_p^2}{g \cdot R_{min}} - e_{max}$$

Equação 2.8

$$f_{dem\ Veic.Pesado} = f_{max\ Veic.Pesado} = 1,1 \left(\frac{V_p^2}{g \cdot R} - e_{max} \right)$$

Equação 2.9

- ✓ Fator de atrito disponível:

$$f_{disp\ sliding,AUTO} = 1,45 \cdot f_{max,skiding,AUTO}$$

Equação 2.10

$$f_{disp\ sliding,CAMINHÃO} = 0,70 \cdot 1,45 \cdot f_{max,skiding,AUTO}$$

Equação 2.11

- ✓ Margem de reserva para segurança:

$$margem = f_{disp\ sliding} - f_{dem}$$

Equação 2.12

Note-se que a margem de segurança segundo HARWOOD et al. (2003) independe da superelevação. Isso por que o benéfico efeito da superelevação no

equilíbrio do veículo é neutralizado pelo raio mínimo decorrente da Equação 2.7, e não poderia ser computado novamente na margem de segurança.

Os valores de limite de atrito com roda travada ($f_{skidding}$) para autos são tomados das versões anteriores (AASHTO, 1994) em pavimento molhado e adotados como iguais a 0,65 em pavimento seco. As margens de segurança, no entanto, são calculadas usando os valores limite de atrito com roda em movimento ($f_{sliding} = 1,45 \cdot f_{skidding}$).

A Tabela 2.9 apresenta os valores de ($f_{disp} = f_{sl}$) adotados para automóveis e caminhões em pavimento molhado (em pavimento seco, seriam todos $1,45 \cdot 0,65 = 0,94$):

Tab. 2.9: Fator de atrito disponível máximo ($f_{disp= \max,sl}$) para o escorregamento lateral, com base em valores de ($f_{max,sk}$) do *Green Book* 1994 para pavimento molhado.

V_p [mph / km/h]	20 / 32	30 / 48	40 / 64	50 / 80	60 / 96	70 / 112	80 / 128
$f_{disp \text{ AUTO}}$	0,58	0,51	0,46	0,44	0,42	0,41	0,40
$f_{disp \text{ CAMINHÃO}}$	0,41	0,36	0,32	0,30	0,29	0,29	0,28

Fonte: Harwood et al. (2003, p. 107).

Tendo-se (f_{disp}) e (f_{dem}), sua diferença é a margem de segurança ao escorregamento em curva horizontal superelevada.

Os resultados obtidos por HARWOOD et al. (2003, p. 108), em parte reproduzidos nas Tabelas 2.10 e 2.11, mostram que as margens de segurança de escorregamento diminuem com o aumento da velocidade (V), e independem do raio mínimo (R_{min}) e da superelevação máxima (e_{max}) da curva. A superelevação permite que curvas com menor raio possam ser percorridas com velocidade maior, compensando a força centrípeta e garantindo a necessária segurança.

Tab. 2.10: Margens de segurança contra escorregamento – automóveis – em curvas horizontais (HARWOOD et al., 2003, p. 108), com base nos fatores de atrito lateral do *Green Book* (2001).

V_P (mph/km/h)	Aceleração Lateral Máxima (g)	$f_{max\ dem}$ AUTOS	$f_{disp\ max}$ <i>molhado</i> AUTOS	Margem Segurança molhado AUTOS
20 / 32	0,17	0,17	0,58	0,41
30 / 48	0,16	0,16	0,51	0,35
40 / 64	0,15	0,15	0,46	0,31
50 / 80	0,14	0,14	0,44	0,30
60 / 96	0,12	0,12	0,42	0,30
70 / 113	0,10	0,10	0,41	0,31
80 / 129	0,08	0,08	0,40	0,32

Tab. 2.11: Margens de segurança contra escorregamento – veículos pesados – em curvas horizontais (HARWOOD et al., 2003, p. 108), com base nos fatores de atrito lateral do *Green Book* (2001).

V_P (mph/km/h)	Aceleração Lateral Máxima (g)	$f_{max\ dem}$ Caminhão	$f_{disp\ max}$ <i>molhado</i> Caminhão	Margem Segurança molhado Caminhão
20 / 32	0,17	0,19	0,41	0,22
30 / 48	0,16	0,18	0,36	0,18
40 / 64	0,15	0,17	0,32	0,16
50 / 80	0,14	0,15	0,30	0,15
60 / 96	0,12	0,13	0,29	0,16
70 / 113	0,10	0,11	0,29	0,18
80 / 129	0,08	0,09	0,28	0,19

As margens de segurança ao escorregamento indicadas na Tabela 2.11 omitem a existência de margem de reserva adicional, decorrente da adoção de valores muito conservadores para ($f_{disp\ max}$). Porém deve-se também considerar que a margem de segurança da tabela pode ser reduzida no caso de aceleração ou frenagem em curvas, por eventual excesso de velocidade, ou mesmo por sobre-esterçamento

(decorrente de manobra evasiva ou erro de tomada de curva). Este tema será desenvolvido mais adiante no Capítulo 3.

Note-se que, para as velocidades mais baixas ($V < 60 \text{ km/h}$), as margens aplicam-se aos fatores de atrito lateral do *Green Book* 2001 e seriam menores com os valores bastante aumentados pelo *Green Book* 2004, permitindo raios mínimos significativamente menores.

Especificamente para o escorregamento de caminhões, as menores margens de segurança, que foram consideradas apenas satisfatórias por HARWOOD et al. (2003, p. 109), estão de fato superestimadas, considerando o citado aumento dos fatores de atrito efetuados pelo *Green Book* 2004 (acompanhado posteriormente pelo DNIT 2005).

Ainda que um eventual escorregamento com velocidade inferior a 30 km/h dissipe energia e reduza a velocidade do veículo, permitindo ao condutor a retomada do controle do veículo, se houver risco de passagem do veículo para o sentido oposto, a gravidade da possível colisão decorrente exige prudente margem mínima de segurança.

Além disso, manobra evasiva em curva, para correção de rota decorrente de escorregamento (mesmo incipiente), pode provocar o tombamento lateral devido ao fenômeno da amplificação traseira e/ou da transferência dinâmica de carga (itens adiante abordados).

2.2.4.4 Insensibilidade dos modelos de escorregamento ao tombamento lateral de veículos pesados em curvas

Os modelos analisados de escorregamento em curva do *Green Book* (2004 e anteriores), DNER (1999) e DNIT (2005), não são sensíveis ao tombamento lateral de veículos pesados. O tombamento lateral de veículos (*rollover*) em curva pode ser associado a outros mecanismos de tombamento lateral (amplificação traseira e transferência lateral de carga, que ocorrem em manobras de simples correção de trajetória em curva). O modelo veicular de massa pontual dos critérios analisados é

também insensível à torção da estrutura, suspensão e articulação de veículos.

Assim, pode-se afirmar que os critérios usuais de projeto de curvas horizontais analisados não são adequados para veículos pesados, os quais podem tombar antes que o limite de atrito lateral seja alcançado.

2.3 Revisão de estudos de modelos veiculares em curvas horizontais

Reconhecendo a necessidade de melhores modelos de análise da condição limite de escorregamento, assim como o fenômeno do tombamento lateral, como elementos imprescindíveis para a determinação do raio mínimo de curvas horizontais, diversos autores elaboraram estudos de modelos com distintos níveis de abrangência e complexidade.

Alguns estudos tratam de tombamento, considerando que o escorregamento não ocorre, porém nenhum desses modelos de tombamento contempla o efeito da declividade longitudinal. Alguns dos modelos de escorregamento identificados consideram o greide longitudinal, porém são insensíveis ao tombamento.

A apresentação e discussão desses diferentes modelos será a base para a identificação dos fatores relevantes já contemplados, incluindo os referentes a tombamento lateral, bem como para a formulação de modelo que os contemple em conjunto com o efeito adicional de tombamento decorrente da declividade longitudinal.

2.3.1 Modelo para tombamento – veículo bidimensional rígido

No modelo clássico de tombamento, um veículo percorre com velocidade constante uma curva horizontal plana (sem declividade longitudinal), e superelevada. O veículo é unitário (não articulado), rígido (suspensão e pneus indeformáveis,

estrutura sem deformação por torção nem flexão), e bidimensional (KABBACH JUNIOR, 2007; GILLESPIE, 1992, p. 311). A Figura 2.6 apresenta esquematicamente o modelo e o equilíbrio de forças decorrente, onde a força peso (P) e a força centrípeta (F_c) do movimento circular uniforme são ambas decompostas em componentes ortogonais entre si.

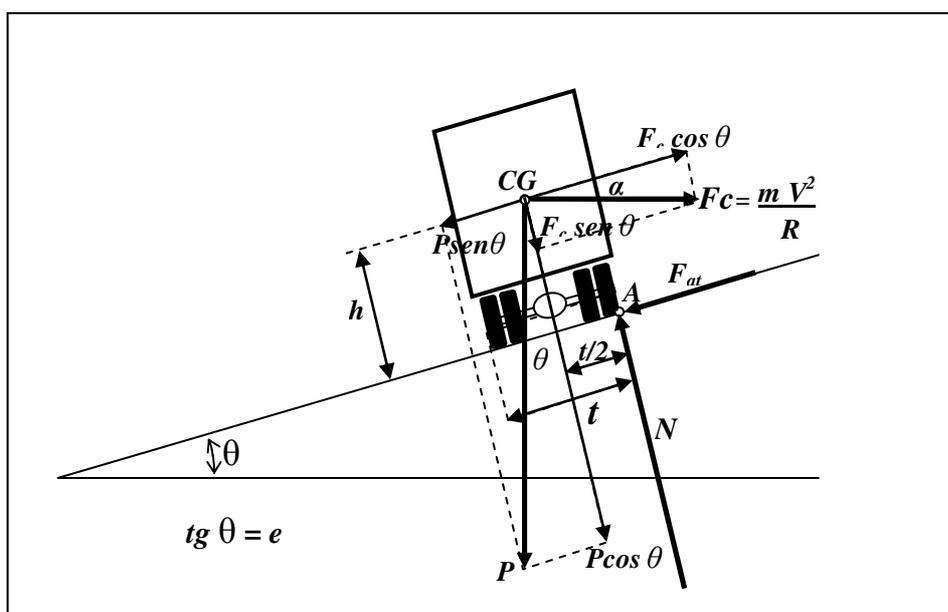


Fig. 2.6: Modelo para tombamento – veículo bidimensional, rígido e unitário.

Com essas premissas, o limite da condição de equilíbrio na iminência do tombamento, admitindo que não ocorra escorregamento, pode ser obtido através do equilíbrio do Momento de Tombamento M_T e de Resistência M_R no Ponto A:

$$M_T = M_R \rightarrow (F_c \cdot \cos \theta - P \cdot \sin \theta) \cdot h = (F_c \cdot \sin \theta + P \cdot \cos \theta) \cdot b$$

Desenvolvendo, obtém-se:

$$F_c \cdot h \cdot \cos \theta - F_c \cdot b \cdot \sin \theta = P \cdot h \cdot \sin \theta + P \cdot b \cdot \cos \theta$$

Dividindo por $(\cos \theta)$ e substituindo $(e = tg \theta)$ têm-se:

$$F_c \cdot (h - b \cdot e) = P \cdot (h \cdot e + b)$$

Substituindo $\left(F_c = m \cdot v^2 / R\right)$, dividindo por (h) e explicitando $(v^2 / R \cdot g)$

têm-se:

$$SRT_e = \frac{V_T^2}{Rg} = \frac{(h \cdot e + t/2)}{(1 - e \cdot t/2)} = \frac{(e + t/2h)}{(1 - e \cdot t/2h)}$$

Equação 2.13

Onde:

V_T = velocidade crítica de tombamento

SRT_e = limite de tombamento lateral estático com superelevação da via

A Equação 2.13 demonstra que a superelevação (e) contribui para o aumento do equilíbrio do veículo ao tombamento, aumentando o limite $(t/2h)$ de tombamento geométrico (GILLESPIE, 1992, p. 311). Para vias sem superelevação $(e = 0)$ a equação se simplifica, assumindo a forma $(t/2h)$.

Deve-se registrar que GILLESPIE (1992, p. 311) desconsiderou, por ser de segunda ordem de grandeza, a parcela $(et / 2h)$ no denominador da fórmula anterior, obtendo a Equação 2.14, uma forma simplificada e conveniente:

$$SRT_e = \frac{(h \cdot e + t/2)}{h} = e + t/2h$$

Equação 2.14

A expressão $(SRT = \frac{V_T^2}{R \cdot g})$ é chamada de limite estático de estabilidade ao tombamento (*static rollover threshold*) por ter sido deduzido para o movimento estacionário na curva (sem os efeitos de transiente). Pela condição de

escorregamento, anteriormente discutida, deve-se adicionar a condição $\left(\frac{V_T^2}{R.g} \leq \frac{(e+f_{max})}{(1-f_{max}.e)} \cong e + f_{max}\right)$ para que a falha ocorra por tombamento. Na forma aproximada, em ambos os casos, o tombamento ocorre antes se $(t/2h \leq f_{max})$, que é a condição normalmente violada para automóveis ou em pavimento molhado.

A condição correspondente depende, no entanto, das hipóteses do modelo admitido. Mesmo com veículo rígido, na ausência de superelevação, obtém-se o limite de tombamento geométrico ($SRT_{geom} = t/2h$), enquanto a sua presença transforma a expressão correspondente ao limite de tombamento rígido com superelevação ($SRT_e = \frac{(e+t/2h)}{(1-e.t/2h)} \cong e + \frac{t}{2h}$). Mas estas relações, assim como a condição para escorregamento ou tombamento, dependem dos fatores considerados no modelo de análise (as expressões acima valem para veículo rígido unitário).

Constata-se que o modelo de veículo bidimensional rígido insere a superelevação como fator equilibrante do veículo em curva horizontal, porém não contempla o efeito do greide (declividade longitudinal), não sendo sensível à flexibilidade da suspensão, pneus, e outros aspectos intrínsecos do veículo que diminuem o SRT do veículo. Pelo fato de ser bidimensional, o modelo também não é sensível à posição longitudinal do centro de gravidade com relação à distância entre eixos, fornecendo resultados inadequados para a representação do limite de estabilidade lateral de semi-reboques, como adiante se verá.

2.3.2 Modelo para tombamento – veículo bidimensional com suspensão flexível de CHANG (2001) e de GILLESPIE (1992)

Evoluindo na complexidade de análise do tombamento, pode-se incluir no modelo do veículo a flexibilidade da suspensão, que permite aparecimento do ângulo de rotação (ou ângulo de rolagem) em torno do eixo longitudinal e o conseqüente deslocamento lateral do centro de gravidade da massa suspensa do veículo.

O ponto de partida é o modelo proposto por CHANG (2001). A seguir, este modelo é analisado com base na formulação tradicional de GILLESPIE (1992), que ignora a existência de superelevação, e uma formulação mais geral é então obtida da junção de ambas as análises.

2.3.2.1 Modelo de CHANG (2001) de veículo bidimensional sobre molas

O modelo utilizado por CHANG (2001, p. 89-91), considera um veículo bidimensional, apoiado sobre molas, em curva superelevada, conforme Figura 2.7.

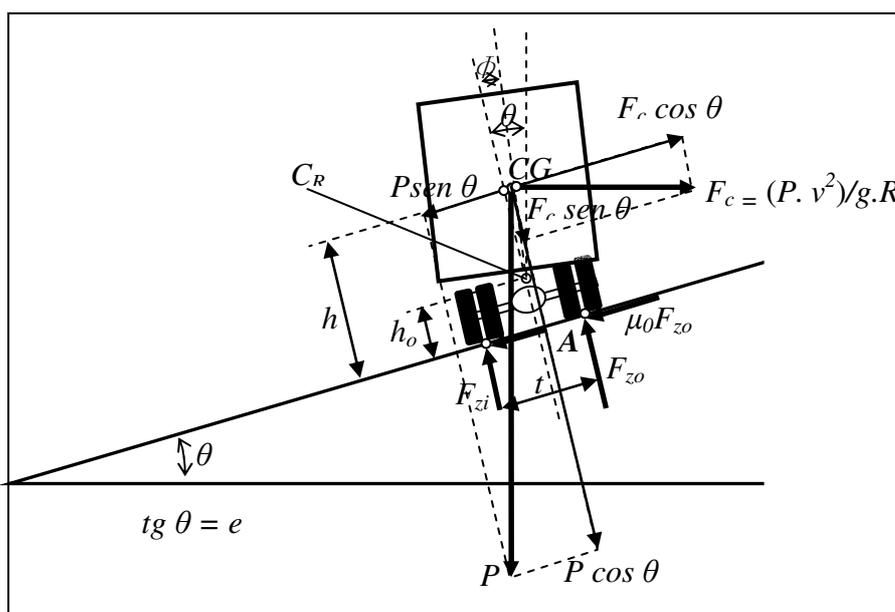


Fig. 2.7: Modelo para tombamento em curva horizontal plana, com veículo bidimensional com suspensão flexível.

Fonte: Adaptado de CHANG (2001).

A velocidade é considerada constante, a curva horizontal é superelevada e plana (sem declividade longitudinal). O veículo é bidimensional, unitário (não articulado), com pneus indeformáveis (desprezando assim o ângulo de rolagem do próprio eixo do veículo), e a estrutura é rígida (sem torção longitudinal nem flexão lateral). O estudo de CHANG (2001, p. 90) desconsidera as componentes

trigonométricas de projeção das forças e admite, de princípio, as hipóteses usuais para pequenos ângulos ($\cos \theta = 1$ e $\sin \theta = \text{tg } \theta = \theta$ em radianos).

A formulação teórica de CHANG (2001, p. 90) propõe o equilíbrio do momento, em relação ao Ponto A, das forças em visualizadas na Figura 2.7 (sabendo que a iminência do tombamento anula F_{zi}), desprezando as componentes ($F_c \cdot \text{sen } \theta$) e ($P \cdot \text{sen } \theta$):

$$F_{zi} \cdot t + \frac{P \cdot v^2}{g \cdot R} \cdot h - P \left[\frac{t}{2} - (h - h_o) \cdot (\phi - \theta) \right] = 0$$

Onde:

- ϕ = ângulo de rolagem decorrente da flexibilidade da suspensão e da força inercial centrífuga
- h = altura do centro de gravidade
- h_o = altura do eixo de rolagem

Na condição de iminência do tombamento, o modelo teórico de CHANG (2001) aponta:

$$\frac{v^2}{Rg} = \left[\left(1 - \frac{h_o}{h} \right) (e - \phi) \right] + \frac{t}{2h}$$

O efeito de rotação com suspensão pode ser estimado utilizando a medida de flexibilidade à rolagem:

$$\phi \approx r_\phi \cdot a_y = r_\phi \cdot \frac{v^2}{g \cdot R}$$

Onde:

r_ϕ = flexibilidade à rolagem, [rad/g]

Segue que:

$$\frac{v^2}{Rg} = \left[\left(1 - \frac{h_o}{h} \right) \cdot (e - r_\phi) \cdot \frac{v^2}{R \cdot g} \right] + \frac{t}{2h}$$

$$\frac{v^2}{R \cdot g} \left[1 + r_\phi \cdot \left(1 - \frac{h_o}{h} \right) \right] = \left[\left(1 - \frac{h_o}{h} \right) \cdot e \right] + \frac{t}{2h}$$

$$\frac{v^2}{R \cdot g} = \frac{\left[\left(1 - \frac{h_o}{h} \right) \cdot e \right] + \frac{t}{2h}}{\left[1 + r_\phi \cdot \left(1 - \frac{h_o}{h} \right) \right]}$$

Neste ponto, CHANG (2001), sem justificar propriamente, substitui $(t/2h)$ por (f) , obtendo:

$$\frac{v^2}{R \cdot g} \left[1 + r_\phi \cdot \left(1 - \frac{h_o}{h} \right) \right] = \left[\left(1 - \frac{h_o}{h} \right) \cdot e \right] + f$$

$$R = \frac{v^2}{g} \cdot \frac{\left[1 + r_\phi \cdot \left(1 - \frac{h_o}{h} \right) \right]}{\left[\left(1 - \frac{h_o}{h} \right) \cdot e + f \right]}$$

Equação 2.15

Explicitando SRT , tal como feito nos modelos anteriores:

$$SRT_{CHANG} = \frac{V_T^2}{R \cdot g} = \frac{\left(e + f - \frac{e \cdot h_o}{h} \right)}{\left[1 + r_\phi \cdot \left(1 - \frac{h_o}{h} \right) \right]}$$

Equação 2.16

Onde:

V_T = velocidade crítica de tombamento

SRT_{CHANG} = limite de tombamento lateral estático segundo CHANG (2001)

O passo final de CHANG (2001, p. 90) para obtenção da Equação 2.15, que substitui $(t/2h)$ pelo fator (f) nas expressões do SRT, deveria utilizar a expressão correspondente ao limiar de tombamento $(v^2/R \cdot g = e + t/2h)$. Esse recurso conceitualmente incorreto (pois a condição para tombamento é $f > t/2h$, senão escorrega) utilizado por CHANG (2001) permitiu dar à Equação 2.15 de tombamento

uma formulação semelhante à Equação 2.4 do raio mínimo de curva para escorregamento, porém insensível a variável (t) bitola do veículo, e equivocadamente indicando aumento do SRT na medida em que (f) aumenta, e que, portanto, não representa adequadamente o fenômeno em estudo.

Para avaliar e comparar os resultados do modelo, CHANG (2001) estudou dois tipos de veículos (caminhão pesado e automóvel compacto), tal como segue:

- ✓ Características do Automóvel considerado por CHANG (2001):

$$r_{\phi} = 0,1 \text{ radianos/g;}$$

$$h_o/h = 0,5 \text{ (suspensão independente)}$$

- ✓ Características do Caminhão considerado por CHANG (2001):

$$r_{\phi} = 0,05 \text{ radianos/g;}$$

$$h_o/h = 0,25 \text{ (eixo rígido)}$$

Com a particularização introduzida, CHANG (2001, p. 90) obteve as seguintes equações simplificadas (note-se, conforme já alertado, que a bitola dos veículos não foi utilizada para obter as equações):

$$R = \frac{V^2}{121 \cdot (0,5 e + f)} \text{ automóveis} \quad \text{Equação 2.17}$$

$$R = \frac{V^2}{122,5 \cdot (0,75 e + f)} \text{ caminhões} \quad \text{Equação 2.18}$$

Onde:

R = raio mínimo (m)

V = velocidade de projeto (km/h)

e = superelevação

f = fator de atrito lateral

Ao particularizar as condições geométricas dos veículos escolhidos, as

resultantes Equações 2.17 e 2.18 de CHANG (2001) mostram a grande semelhança com a Equação 2.4 dos modelos clássicos de escorregamento – ponto de massa. Essas equações resultam em aumento do raio mínimo para automóveis (entre 12% e 42%) e para caminhões (entre 7% e 19%), em igualdade das demais condições de velocidade, superelevação, e fator de atrito lateral. Isso contraria o fato de que caminhões têm menor margem de segurança ao tombamento, e, portanto exigiriam maior raio mínimo. Evidencia-se o problema decorrente da simplificação analítica indevida (da Equação 2.15 para a Equação 2.16) anteriormente explicitada.

2.3.2.2 Modelo de GILLESPIE (1992) de veículo bidimensional sobre molas

Considerando nula a superelevação ($e = 0$), GILLESPIE (1992, p. 314) apresenta uma análise clássica para o modelo de veículo bidimensional, apoiado sobre molas, considerando dois modelos distintos, com flexibilidade (taxa) de rolagem (r_ϕ) e rigidez à rolagem (K_ϕ).

✓ Modelo de tombamento de GILLESPIE (1992) considerando a taxa de rolagem – $r \Phi$

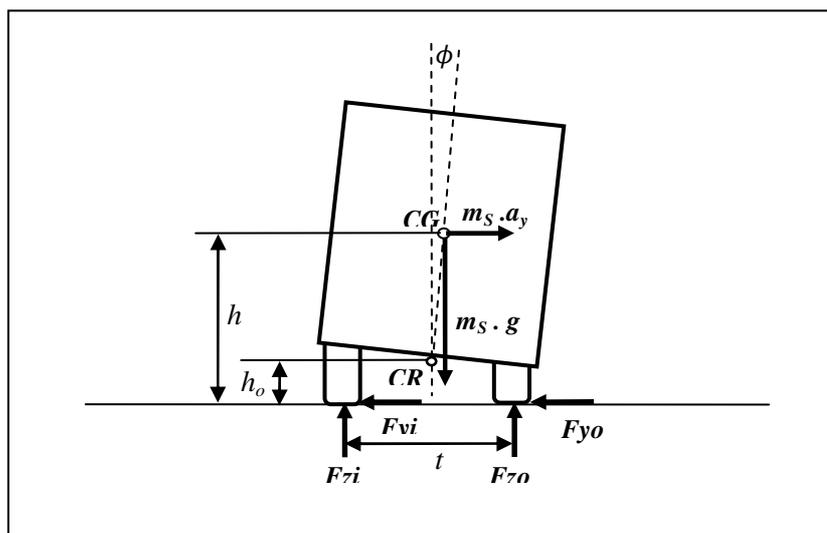


Fig. 2.8: Forças atuantes em veículo bidimensional unitário em curva.
Fonte: Adaptado de GILLESPIE (1992, p. 315).

Onde:

h = altura do centro de gravidade

h_o = altura do centro de rolagem (na posição do CG)

t = bitola

m_s = massa suspensa do veículo (exclui pneus, rodas, suspensão e seus eixos)

ϕ = ângulo de rolagem

Na iminência do tombamento, com ($F_{zi} = 0$) tem-se:

$$\Sigma M_O = 0 = m_s \cdot a_y \cdot h - M_s \cdot g \cdot [t/2 - \phi \cdot (h - h_o)]$$

Sendo, por definição:

$$\phi = r_\phi \cdot \frac{a_y}{g}$$

Onde:

r_ϕ = taxa de rolagem (flexibilidade à rolagem)

a_y = aceleração lateral

Substituindo (ϕ):

$$\frac{a_y}{g} \cdot h + r_\phi \cdot \frac{a_y}{g} \cdot (h - h_o) = \frac{t}{2}$$

Dividindo por (h) e explicitando ($SRT = V^2/g \cdot R = a_y/g$), tem-se:

$$\frac{a_y}{g} + r_\phi \cdot \frac{a_y}{g} \cdot \left(1 - \frac{h_o}{h}\right) = \frac{t}{2h}$$

$$\frac{a_y}{g} \cdot \left[1 + r_\phi \cdot \left(1 - \frac{h_o}{h}\right)\right] = \frac{t}{2h}$$

Sendo ($a_y = v^2/R$) e chamando-se ($v = V_T$) a velocidade crítica de tombamento:

$$SRT_{Gillespie\ r\phi} = \frac{V_T^2}{R \cdot g} = \frac{\frac{t}{2h}}{\left[1 + r_\phi \cdot \left(1 - \frac{h_o}{h}\right)\right]}$$

Equação 2.19

Onde:

V_T = velocidade crítica de tombamento

$SRT_{Gillespie\ r\phi}$ = limite de tombamento lateral estático considerando a flexibilidade à rolagem, segundo GILLESPIE, 1992

✓ **Modelo de tombamento de GILLESPIE (1992) considerando a rigidez à rolagem K_ϕ**

Pode-se estudar o tombamento considerando a rigidez a rolagem do veículo (K_ϕ), ao invés da taxa de rolagem (r_ϕ).

Segundo GILLESPIE (1992), a taxa de rolagem (r_ϕ) não é um parâmetro veicular básico e deve ser deduzido da rigidez à rolagem (K_ϕ) (ou da rigidez das molas e outros elementos da suspensão). Para cada eixo, a rigidez à rolagem é assim definida:

$$K_\phi = \frac{M_\phi}{\phi}$$

Onde:

K_ϕ = rigidez à rolagem (para cada eixo), [N.m/rad]

M_ϕ = momento aplicado

ϕ = ângulo de rolagem

Essa expressão pode ser ainda simplificada, admitindo-se que se pode confundir a massa suspensa com a massa total do veículo.

A expressão correspondente ao equilíbrio da massa apoiada é assim obtida:

$$M_{\phi} = \phi \cdot K_{\phi} = F_{zo} \cdot \frac{t}{2} - F_{zi} \cdot \frac{t}{2} - (F_{yo} + F_{yi}) \cdot h_o$$

$$F_{zo} - F_{zi} = (F_{yo} + F_{yi}) \cdot \frac{2h_o}{t} + K_{\phi} \cdot \frac{2\phi}{t}$$

Para o equilíbrio das forças verticais, novamente:

$$F_{zo} + F_{zi} = P_s$$

Para suspensões independentes com rigidez (K_s) em cada roda, considerando a condição de deformação gerada pela rolagem, GILLESPIE (1992, p. 211) fornece a rigidez à rolagem do veículo:

$$K_{\phi} = K_s \cdot s^2 / 2$$

Onde:

K_s = rigidez em cada roda de eixo com suspensão independente, [N/m]

s = distância entre os pontos de ação das forças geradas pelas molas sobre o eixo

Além disso, o equilíbrio de momentos deve ser calculado em relação ao eixo de rolagem do veículo (o eixo que liga o centro de rolagem das suspensões dianteira e traseira), conforme mostrado na Figura 2.9.

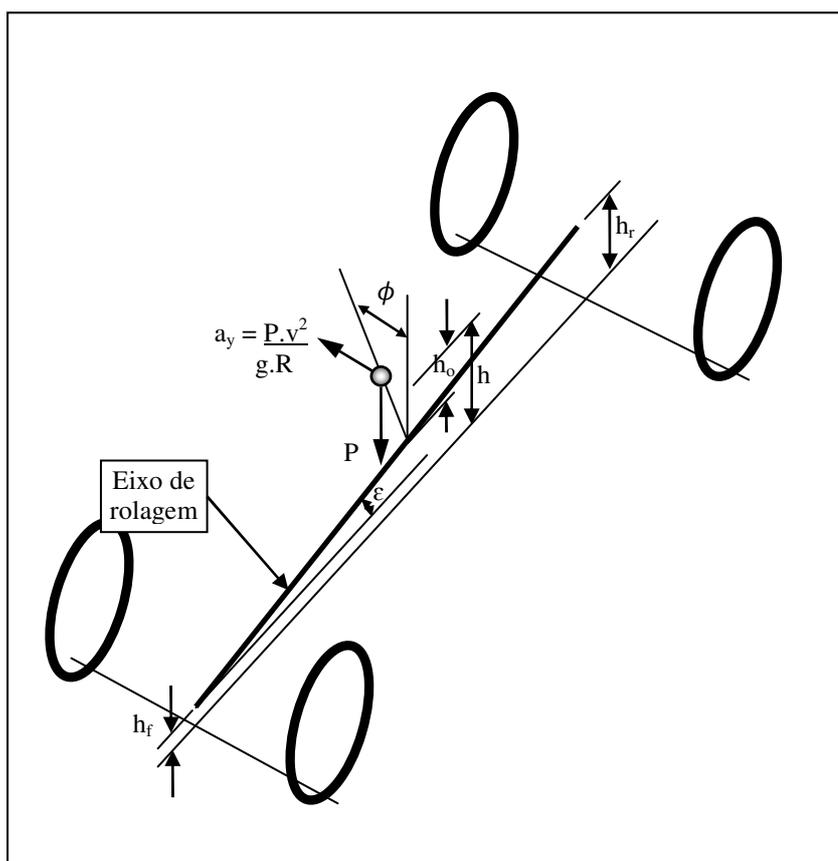


Fig. 2.9: Análise de forças atuantes na rolagem de um veículo.
Fonte: Adaptado de GILLESPIE (1992, p. 214).

Considerando o equilíbrio da massa suspensa (*sprung mass*) em uma curva não superelevada, desprezada a diferença de altura dos centros de rolagem dos eixos dianteiro e traseiro, e substituindo os esforços da suspensão pelo momento de rolagem, tem-se:

$$M_{\phi} = \Phi \cdot (K_{\phi f} + K_{\phi r}) = \left(\frac{P_s}{g} \cdot a_y \cdot (h - h_o) \cdot \cos \Phi + P_s \cdot (h - h_o) \cdot \sin \Phi \right) \cdot \cos \varepsilon$$

Onde:

P_s = peso da massa suspensa do veículo

$K_{\phi f}$ = rigidez à rolagem do eixo frontal

$K_{\phi r}$ = rigidez à rolagem do eixo traseiro

a_y = aceleração centrípeta

Φ = ângulo de rolagem

ε = ângulo do eixo de rolagem lateral com o plano (x, y) do veículo

Sendo (h_o) a altura do eixo de rolagem na seção correspondente ao centro de gravidade, considerando a inclinação do eixo de rolagem (ε):

$$h_o = h_{of} + (h_{or} - h_{of}) \cdot \frac{l_f}{L} = h_{of} + l_f \cdot \text{sen } \varepsilon$$

Admitindo a hipótese usual de pequenos ângulos para Φ e ε , tem-se

$$\Phi \cdot (K_{\phi f} + K_{\phi r}) = P_s \cdot \frac{a_y}{g} \cdot (h - h_o) + P_s \cdot (h - h_o) \cdot \Phi$$

$$\Phi = \frac{P_s \cdot (h - h_{os})}{(K_{\phi f} + K_{\phi r}) - P_s \cdot (h - h_o)} \cdot \frac{a_y}{g}$$

$$r_\Phi = \frac{P_s \cdot (h - h_{os})}{(K_{\phi f} + K_{\phi r}) - P_s \cdot (h - h_o)}$$

Portanto, a expressão final da análise de GILLESPIE (1992) poderia ser reescrita, fornecendo o limite de tombamento estático considerando a rigidez à rolagem do veículo (K_Φ):

$$SRT_{Gillespie K_\Phi} = \frac{V_T^2}{R \cdot g} = \frac{\frac{t}{2h}}{\left(1 + \frac{P_s \cdot (h - h_o)}{(K_{\phi f} + K_{\phi r}) - P_s \cdot (h - h_o)} \cdot \left(1 - \frac{h_o}{h}\right)\right)}$$

Eq. 2.20

Onde:

$SRT_{Gillespie K_\Phi}$ = limite de tombamento estático com rigidez à rolagem do veículo, segundo Gillespie, 1992

V_T = velocidade crítica de tombamento

h = altura do centro de gravidade sobre o piso

h_o = altura do centro de rolagem sobre piso

t = bitola do eixo

Essa equação pode ser simplificada admitindo-se serem iguais a massa suspensa com a massa veicular total, e os eixos de rolagem da massa suspensa e da massa total do veículo (*lumped mass*).

Analisando a expressão correspondente ao equilíbrio da massa apoiada (*unsprung mass*, constituída por pneus, rodas, suspensão e eixo), transferindo a força peso e a força centrífuga (inercial) para o centro de rolagem de cada eixo, tem-se o valor correspondente à transferência de carga entre as rodas interna e externa do eixo considerado (GILLESPIE, 1992, p. 212). O equilíbrio das forças verticais resulta também ($F_{zo} + F_{zi} = P_s$).

Deve-se lembrar que as expressões de GILLESPIE (1992) consideram curva plana, sem superelevação e teriam de ser generalizadas para outros casos.

2.3.2.3 Comentários sobre modelos de tombamento – veículo bidimensional com molas

Os modelos anteriormente analisados apresentam características e restrições que podem ser assim resumidas:

- ✓ Combinam a flexibilidade dos pneus (rolagem do eixo) com a flexibilidade da suspensão (modelo de massa agregada ou *lumped mass*, cf. GILLESPIE, 1992).
- ✓ São modelos sem transientes, “quase-estáticos” (GILLESPIE, 1992).
- ✓ Desconsideram a posição longitudinal do centro de gravidade em relação aos eixos, que só é possível de ser analisada em modelos tridimensionais de veículos.
- ✓ Os modelos de GILLESPIE (1992) não sensíveis à superelevação.
- ✓ O modelo de CHANG (2001) apresenta simplificação criticável.

A seguir serão apresentados modelos revisados para tombamento,

considerando um veículo bidimensional, unitário, em curva com superelevação (e), com taxa de rolagem (r_ϕ) e com rigidez à rolagem (K_ϕ)

✓ **Modelo revisado de tombamento, considerando superelevação e taxa de rolagem (r_ϕ)**

Esse modelo de tombamento é mostrado na Figura 2.10, onde está esquematizado o movimento lateral da massa suspensa devido à rolagem lateral.

O centro de gravidade da massa suspensa percorre um raio de arco [$\Delta t = (CG - CG')$], com centro em CR (desconsiderando o deslocamento lateral da suspensão e a deformação dos pneus). O deslocamento lateral (Δt) do centro de gravidade da massa suspensa será obtido através do triângulo definido pelos pontos CR , CG e CG' . A variação de altura decorrente da rotação será desconsiderada, por ser de segunda ordem com relação à magnitude de (h). Dessa forma, tem-se:

$$tg \phi = \frac{\Delta t}{h - h_o}$$

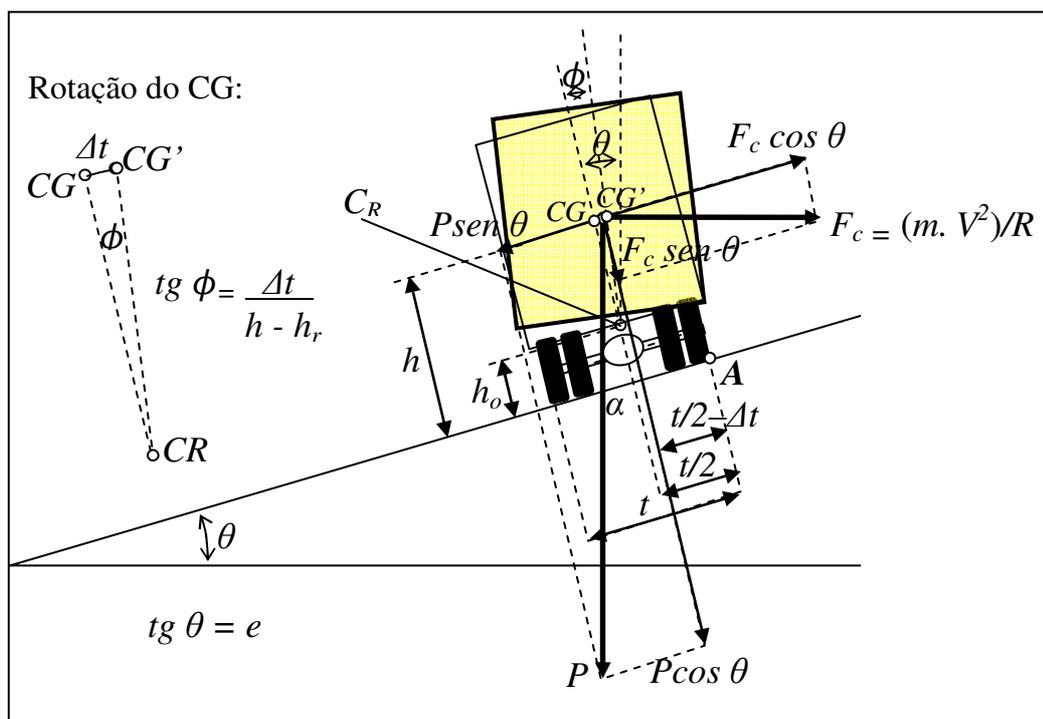


Fig. 2.10: Modelo revisado para tombamento – veículo bidimensional com taxa de rolagem (r_ϕ).

Onde:

θ = superelevação ($tg \theta = e$)

ϕ = ângulo de rotação (ou ângulo de rolagem) decorrente da flexibilidade da suspensão, supondo que o escorregamento não ocorra

m_s = massa suspensa do veículo

m = massa total do veículo (inclui a carga)

Δt = deslocamento lateral do centro de gravidade da massa suspensa

h = altura do centro de gravidade (CG) da massa total do veículo

h_o = altura do centro de rolagem (C_R) do veículo

Substituindo ($tg \phi$) pelo produto ($r_\phi \cdot a_y/g$), onde (r_ϕ) é a taxa de rotação (ou rolagem) do veículo (GILLESPIE, 1992, p. 314) expressa em (radianos/g), e (a_y/g) é a aceleração lateral centrípeta (em g's):

$$\Delta t = r_\phi \cdot \frac{a_y}{g} \cdot (h - h_o) = r_\phi \cdot \frac{V^2}{g \cdot R} \cdot (h - h_o)$$

Estabelecidas as premissas e condições acima, o equilíbrio dos momentos no entorno do Ponto A na iminência do tombamento ($F_{zi} = 0$) pode ser assim resumido:

$$h \cdot F_c \cdot \cos \alpha - \left(\frac{t}{2} - \Delta t\right) \cdot F_c \cdot \sin \theta = h \cdot P \cdot \sin \theta + \left(\frac{t}{2} - \Delta t\right) \cdot P \cdot \cos \theta$$

Dividindo-se por ($\cos \theta$) e substituindo-se os elementos ($e = tg \theta$); ($F_c = m \cdot a_y$):

$$h \cdot m \cdot a_y - \left(\frac{t}{2} - \Delta t\right) \cdot m \cdot a_y \cdot e = h \cdot m \cdot g \cdot e + \left(\frac{t}{2} - \Delta t\right) \cdot m \cdot g$$

Dividindo agora por (h) e por ($P=m \cdot g$) tem-se:

$$\frac{a_y}{g} - \left(\frac{t}{2h} - \frac{\Delta t}{h}\right) \cdot \frac{a_y}{g} \cdot e = e + \frac{t}{2h} - \frac{\Delta t}{h}$$

Desprezando-se a parcela de segunda ordem ($\Delta t a_y e / g h$), conforme efetuado por GILLESPIE (1992, p. 314), tem-se:

$$\frac{a_y}{g} - \frac{a_y}{g} \frac{t}{2h} \cdot e \cong e + \frac{t}{2h} - \frac{\Delta t}{h}$$

$$\frac{a_y}{g} \cdot \left(1 - \frac{t}{2h} \cdot e\right) \cong e + \frac{t}{2h} - \frac{\Delta t}{h}$$

Substituindo-se [$\Delta t = r_\phi \cdot a_y / g \cdot (h - h_o)$], onde (r_ϕ) é expresso em radianos/g:

$$\frac{a_y}{g} \left(1 - \frac{t}{2h} \cdot e\right) = e + \frac{t}{2h} - r_\phi \cdot \frac{a_y}{g} \cdot \left(1 - \frac{h_o}{h}\right)$$

$$\frac{a_y}{g} \left(1 - \frac{t}{2h} \cdot e + r_\phi \cdot \left(1 - \frac{h_o}{h}\right)\right) = e + \frac{t}{2h}$$

Sendo ($a_y = V^2/R$), e sendo ($SRT = V^2/R \cdot g$):

$$SRT_{e r_\phi} = \frac{V_T^2}{R \cdot g} = \frac{e + \frac{t}{2h}}{\left[1 - \frac{t}{2h} \cdot e + r_\phi \cdot \left(1 - \frac{h_o}{h}\right)\right]} \quad \text{Equação 2.21}$$

Onde:

$SRT_{e r_\phi}$ = limite de tombamento estático com taxa de rolagem do veículo (suspensão) e superelevação da via.

V_T = velocidade crítica de tombamento

h = altura do centro de gravidade sobre o piso

h_o = altura do centro de rolagem sobre piso

t = bitola do eixo

r_ϕ = taxa de rolagem [*radianos/g*]

A Equação 2.21 indica que a superelevação (e) contribui para o aumento da estabilidade do veículo ao tombamento, aumentando o limite de tombamento geométrico ($t/2h$) do veículo. Agindo em sentido contrário, a flexibilidade da suspensão (r_ϕ), ao permitir a rolagem lateral da massa suspensa, reduz o limite de tombamento geométrico ($t/2h$) do veículo, prejudicando a estabilidade ao tombamento.

✓ **Modelo revisado de tombamento, considerando superelevação e rigidez à rolagem (K_ϕ)**

Tal como anteriormente efetuado no modelo GILLESPIE (1992) para tombamento com rigidez à rolagem (item 2.3.2.2), também a equação 2.21 pode ser expressa em função da rigidez à rolagem (K_ϕ) do veículo, lembrando que, segundo Gillespie (1992), a rigidez à rolagem para cada eixo é dada por:

$$K_\phi = \frac{M_\phi}{\Phi}$$

Considerando o equilíbrio da massa suspensa (*sprung mass*) em uma curva superelevada ($e = tg \theta \approx \text{sen } \theta$), desprezando a diferença de altura dos centros de rolagem dos eixos dianteiro e traseiro, admitindo a coincidência dos eixos de rolagem da massa suspensa e da massa agregada, e substituindo os esforços da suspensão pelo momento de rolagem, tem-se:

$$M_\phi = \Phi \cdot (K_{\phi f} + K_{\phi r}) = \frac{P_s}{g} \cdot a_y \cdot (h - h_o) \cdot \cos(\Phi - \theta) + P_s \cdot (h - h_o) \cdot \text{sen}(\Phi - \theta)$$

Admitindo a hipótese usual de pequenos ângulos para Φ e θ , tem-se:

$$\Phi \cdot (K_{\phi f} + K_{\phi r}) = W_s \cdot \frac{a_y}{g} \cdot (h - h_o) \cdot (1 - \Phi \cdot \theta) + W_s \cdot (h - h_o) \cdot (\Phi - \theta)$$

$$\phi = \frac{P_s \cdot (h - h_o) \cdot \frac{a_y}{g} - P_s \cdot (h - h_o) \cdot e}{(K_{\phi f} + K_{\phi r}) - P_s \cdot (h - h_o) \cdot \left(\frac{a_y}{g} \cdot e - 1\right)} = \frac{F_c - P \cdot e}{\frac{(K_{\phi f} + K_{\phi r})}{p_s \cdot (h - h_o)} - F_c \cdot e - P}$$

Onde ($F_c = P \cdot a_y/g$) é a força centrípeta em curva, ($p_s = P_s/P$) é a fração de massa suspensa, e (K_ϕ) não é mais constante, dependendo das características da curva percorrida (assim K_ϕ varia com e , R e V).

Uma dedução alternativa teria de utilizar:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \phi &= \frac{\Delta t}{h - h_o} \cong \phi = \frac{M_\phi}{K_\phi} \\ \Delta t &= \phi \cdot (h - h_o) \end{aligned}$$

Donde:

$$\frac{a_y}{g} - \left(\frac{t}{2h} - \frac{\phi \cdot (h - h_o)}{h} \right) \cdot \frac{a_y}{g} \cdot e = e + \frac{t}{2h} - \frac{\phi \cdot (h - h_o)}{h}$$

Explicitando a_y/g tem-se a expressão do $SRT_{eK\phi}$:

$$SRT_{eK\phi} = \frac{a_y}{g} = \frac{e + \frac{t}{2h} - \frac{\phi \cdot (h - h_o)}{h}}{1 - \left(\frac{t}{2h} - \frac{\phi \cdot (h - h_o)}{h} \right) \cdot e} = \frac{e + \left(\frac{t}{2h} - \phi \cdot (1 - h_o/h) \right)}{1 - \left(\frac{t}{2h} - \phi \cdot (1 - h_o/h) \right) \cdot e}$$

Equação 2.22

Com:

$$\phi = \frac{P \cdot \frac{a_y}{g} - P \cdot e}{\frac{(K_{\phi f} + K_{\phi r})}{p_s \cdot (h - h_o)} - P \cdot \frac{a_y}{g} \cdot e - P}$$

Mesmo desprezando-se a parcela de segunda ordem correspondente a $(a_y \Delta t / h e)$, conforme GILLESPIE (1992), obtém-se uma expressão complexa que não permite obter uma expressão analítica simples para o limite de tombamento lateral estático. Portanto, o valor de $SRT_{eK\phi}$ teria de ser obtido iterativamente.

Um cálculo iterativo entre $[\phi = f(a_y)]$ e $a_y = f(\phi)$ inicia com $\phi = 0$, resultando em $a_y = f(0) = SRT_e$ (SRT do veículo rígido). A seguir itera-se $[\phi = f(a_y)]$ e $a_y = f(\phi)$ até um valor estável de a_y/g , que será o $SRT_{eK\phi}$.

Estas expressões e procedimentos podem ser simplificados, admitindo-se também que se pode confundir a massa suspensa com a massa agregada do veículo. Ao final, a expressão correspondente ao equilíbrio da massa apoiada seria:

$$M_{\phi} = \phi \cdot K_{\phi} = F_{zo} \cdot \frac{t}{2} - F_{zi} \cdot \frac{t}{2} - (F_{yo} + F_{yi}) \cdot h_o$$

$$F_{zo} - F_{zi} = (F_{yo} + F_{yi}) \cdot \frac{2h_o}{t} + K_{\phi} \cdot \frac{2\phi}{t}$$

Para o equilíbrio das forças verticais (sabendo-se que a condição $F_{zi} = 0$ ocorre apenas na iminência do tombamento) tem-se:

$$F_{zo} + F_{zi} = P_s + P_u + F_c \cdot e = P + F_c \cdot e'$$

O modelo revisado não é sensível aos seguintes aspectos que afetam o tombamento lateral: greide, transientes no trajeto em curva, flexibilidade dos pneus/eixo, ângulo do eixo de rolamento, torção e flexão da estrutura do veículo, movimento e excentricidade da carga, e geometria do semi-reboque.

✓ **Exemplos de aplicação e comparação de valores do SRT obtidos com Modelos de CHANG (2001), GILLESPIE (1992), e Modelo Revisado**

Para evidenciar a ordem de grandeza dos fatores considerados e sua influência no limite estático de tombamento SRT, são desenvolvidos a seguir exemplos de aplicação para automóveis (compactos) e para caminhões (pesados e carregados), com características inicialmente adotadas por GILLESPIE (1992), e complementadas por dados de CHANG (2001) para caminhões, e de BONNESON (2000) para a rigidez de rolagem. Os resultados obtidos para automóveis são apresentados na Tabela 12, e para caminhões constam da Tabela 13.

Exemplo de aplicação – AUTOMÓVEL (compacto)

$$r_{\phi} = 0,1 \text{ radianos/g}$$

$$h = 0,58m$$

$$h_o/h = 0,5 \text{ (suspensão independente)}$$

$$CC_{\beta} = 6,88 \text{ rad}^{-1}$$

$$t = 1,52m$$

Tab. 2.12: Comparação de valores de SRT para automóveis, calculados por diferentes modelos de tombamento lateral.

SRT – AUTOMÓVEL						
Super-elevação	$SRT_{geom.}$	SRT_e	CHANG	GILLESPIE	MODELO REVISADO	
	Eq. 2.1	Eq. 2.13	SRT_{CHANG} Eq. 2.16	$SRT_{r\phi}$ Eq. 2.19	$SRT_{e r\phi}$ Eq. 2.21	$SRT_{e K\phi}$ Eq. 2.22
0%	1,31	1,31	0,28	1,25	1,25	1,30
6%	-----	1,49	0,31	-----	1,41	1,47

(adotado para CHANG, 2001, o valor de $f=0,30$, para $e = 6\%$)

COMENTÁRIO: A observação dos resultados da Tabela 12, obtidos com a utilização das equações dos diversos modelos considerados, indica resultados numéricos com pequena variação (à exceção de CHANG, que mostra forte discrepância dos demais, e que não representa adequadamente o tombamento lateral).

Exemplo de aplicação – CAMINHÃO

$r_\phi = 0,05 \text{ radianos/g}$	$h = 2,16m$ (caminhão pesado carregado)
(CHANG, 2001)	
$h_r/h = 0,25$ (eixo rígido)	$CC_\beta = 6,88 \text{ rad}^{-1}$
(Ibid.)	$K_{\phi_f} = 38.800 \text{ N-m/rad}$
$t = 1,82m$ (caminhão pesado)	$K_{\phi_r} = 64.700 \text{ N-m/rad}$

Tab. 2.13: Comparação de valores de SRT para caminhões, calculados por diferentes modelos de tombamento lateral.

SRT – CAMINHÃO						
Super-elevação	SRT_{geom} Eq. 2.1	SRT_e Eq. 2.13	CHANG SRT_{CHANG} Eq. 2.16	GILLESPIE $SRT_{r\phi}$ Eq. 2.19	MODELO REVISADO	
					$SRT_{e r\phi}$ Eq. 2.21	$SRT_{e K\phi}$ Eq. 2.22
0%	0,42	0,42	0,30	0,40	0,40	0,39
6%	-----	0,49	0,33	-----	0,45	0,46

(adotado para CHANG, 2001, o valor de $f=0,30$, para $e = 6\%$)

COMENTÁRIO: Tal como para os resultados obtidos para automóveis, observa-se na Tabela 13 a pequena variação nos resultados numéricos fornecidos pelos diversos modelos (à exceção de CHANG, que continua apontando resultado discrepante dos demais, e que deve ser desconsiderado).

A pequena variação dos resultados permite afirmar que os modelos não explicam satisfatoriamente a diferença entre o SRT_{geom} e o limite real de tombamento lateral de caminhões. O limite geométrico de tombamento ($SRT_{geom} = t/2h$), mesmo tendo incluído o efeito da suspensão, continua superestimado, por não contemplar outros importantes aspectos mecânicos intrínsecos do veículo, que restringem o SRT , como será discutido adiante.

Os modelos estudados não são sensíveis à posição longitudinal do centro de gravidade com relação à distância entre eixos, fornecendo resultados inadequados para a representação do limite de estabilidade lateral de semi-reboques.

Além disso, dois comentários adicionais podem ser feitos.

A análise da rolagem pode ser feita separando a contribuição da flexibilidade dos pneus (ao redor do eixo de rolagem do eixo entre rodas, usualmente admitido na superfície do pavimento) e da flexibilidade da suspensão (ao redor do eixo de rolagem da massa suspensa). A simplificação mais freqüente, que não separa massa suspensa e massa apoiada, é chamada de modelo de massa agregada ou *lumped mass model* (GILLESPIE, 1992).

Por fim, outro aspecto é a desconsideração dos efeitos transientes associados com a entrada do veículo em curva. Em função desta suposição, este tipo de análise é chamada de quase-estática (GILLESPIE, 1992).

2.3.3 Modelos de BONNISON (2000) para escorregamento e tombamento em curvas com greide

Embora ausente dos trabalhos anteriores, diversos estudos trataram das peculiaridades decorrentes da combinação de alinhamento horizontal e vertical para veículos de passeios (potencialmente também aplicáveis para veículos pesados unitários).

Entre esses estudos, há um conjunto de trabalhos que merece ser citado, iniciado por KONTARATOS et al. (1994) e que foi aperfeiçoado por MAVROMATIS e PSARIANOS (2003). As formulações desenvolvidas por estes autores foram também utilizadas em BONNISON (2000). Este último, embora trate de um tema relacionado (o projeto das transições e dos métodos de distribuição de superelevação nas curvas) será mais detidamente revisado a seguir.

A preferência por analisar o estudo de BONNISON (2000) deve-se ao fato de ter considerado um leque mais amplo de opções metodológicas e de ter incorporado uma maior variedade de fatores intervenientes e tratado as condições de escorregamento e tombamento em conjunto, como se verá adiante. Deve-se registrar que, dentro do conjunto de aspectos que interessaram a BONNISON (2000), a revisão feita a seguir limita-se aos temas tratados no seu Apêndice C (onde estão

descritos os modelos de dinâmica veicular em curvas rodoviárias)⁹.

Será apresentado o modelo de massa pontual para escorregamento e tombamento (onde os fatores não analiticamente tratados foram incorporados a fatores de correção de aplicação simples).

O modelo mais complexo de BONNESON (2000), com a representação de veículo biciclo incorporando os ângulos de deriva, para escorregamento e tombamento, é revisado no Anexo A, onde esse modelo é revisto com base na exposição clássica de GILLESPIE (1992) para veículos unitários.

2.3.3.1 Modelo de BONNESON (2000) de massa pontual em curva com greide

O modelo de massa pontual para o movimento veicular nas curvas horizontais com greide permite verificar a condição de frenagem ou aceleração, durante o movimento circular do veículo (BONNESON, 2000, p. 92). Adicionalmente, conforme propõe o autor (Ibid., p. 92), pode ser verificada a condição geométrica de estabilidade contra o tombamento de veículo unitário. Isso proporciona um modelo mais geral que o modelo de ponto de massa utilizado pelos anteriormente discutidos manuais *Green Book* (AASHTO, 2004 e anteriores), DNIT (2005) e DNER (1999).

Além disso, como destacado por KONTARATOS et al. (1994), a exigência de reserva de aderência para frenagem adotada pelas normas européias, justifica a adoção de menores fatores-limite para atrito lateral, que os correspondentes apenas ao limite de escorregamento com a solicitação de atrito lateral em curva, isoladamente.

O princípio básico da formulação de massa pontual de BONNESON (2000, p. 90) utiliza Equação 2.23, que é a mesma clássica Equação 2.2 (explicitando f ao invés de R) relacionando o fator de atrito lateral demandado ($f_{y,D}$), a velocidade (v), a

⁹ Bonneson (2000) adere ao esquema de análise da segurança em curvas a partir da caracterização da oferta e demanda por atrito lateral, que não será seguido sistematicamente nesta exposição.

superelevação (e) da pista (expressa em m/m), e o raio (R) da curva horizontal percorrida pelo veículo:

$$f_{y,D} = \frac{v^2}{g \cdot R} - e$$

Equação 2.23

O autor comenta que o fator de atrito assim obtido é aproximadamente igual à aceleração lateral sentida pelo condutor (expressa em fração de g), não correspondendo ao verdadeiro valor do atrito entre pneu e pavimento. A diferença decorre do fato de que a força de atrito tem direção paralela à superfície (e não horizontal, que é a direção da aceleração centrípeta em uma curva horizontal). Além disso, o alinhamento longitudinal pode afetá-lo.

Citando DUNLAP et al. (1978), BONNESON (2000) considera negligenciável o efeito (inferior a 0,7%) do greide sobre o fator de atrito demandado, dado pela Equação 2.24 (que se reduz à Equação 2.23 com a suposição de pequenos ângulos):

$$f_{y,D} = \frac{v^2}{g \cdot R} \cdot \cos e - \operatorname{sen} e \cdot \cos i$$

Equação 2.24

Onde:

e = superelevação

i = greide da curva.

Bonneson (2000, p. 91) identifica dois fatores que afetam o atrito lateral:

- Aumento do atrito demandado por caminhões de 10% além do fornecido pela Equação 2.6 do *Green Book* (AASHTO, 2004), citando estudo de MacADAM et al. (1985), associado à distribuição não uniforme das solicitações de atrito lateral nas diversas rodas do veículo pesado (o mesmo efeito e a mesma fonte anteriormente mencionados na revisão do trabalho de HARWOOD et al., 2003).

- Sobre-esterçamento em curvas acarretando trajetórias com raios 15% inferiores ao raio da curva, em algum ponto crítico, citando estudo de GLENNON e WEAVER (1972 apud BONNISON, 2000) e de MacADAM et al. (1985 apud BONNISON, 2000), decorrente da diferença entre o raio crítico da manobra em curva e o valor do raio geométrico de curva.

Resultando na Equação 2.25 para cálculo corrigido do fator de atrito demandado:

$$f_{dem} = f_{y,D} = b_v \cdot \left(b_s \cdot \frac{v^2}{g \cdot R} - e \right) \quad \text{Equação 2.25}$$

Onde:

$f_{dem} = f_{y,D}$ = fator de atrito lateral demandado

b_s = fator de sobre-esterçamento ($= R_{trajetória} / R_{crítico} = 1,15$)

b_v = fator de ajustamento do veículo (1,0 para automóveis; 1,1 para caminhões)

Ainda que o autor aplique o fator de sobre-esterçamento (b_s) indistintamente para automóveis e caminhões, estudo de HARWOOD et al. (2003, p. 109) sugere que esse valor seja menor para caminhões.

BONNISON (2000) prossegue analisando o fator de atrito disponível, e os dois tipos de falha associados: escorregamento e tombamento lateral (rolagem), associando falha de escorregamento à aceleração lateral ($v^2/R - e \cdot g$) que suplanta as forças de atrito disponíveis (falha comum em automóveis), e falha por tombamento ao provocado pela aceleração lateral que provoca a rolagem lateral do veículo (falha característica de caminhões totalmente carregados).

2.3.3.2 Falha de escorregamento – fator de atrito lateral correspondente

BONNESON (2000, p. 91) analisa o fator de pico estático disponível, decorrente da interface pneu/pavimento com mínimo escorregamento (portanto ainda “estático”), e conclui que o escorregamento do veículo ocorre quando o fator de atrito demandado suplanta o fator de atrito estático de pico. Lembra ainda o autor que o *Green Book* (AASHTO, 2001) não utiliza os fatores de atrito estáticos, mas apenas os fatores de atrito “dinâmicos” de pneu travado deslizando para frente, considerando o pior caso: pavimento gasto e molhado, e pneu gasto.

A seguir, BONNESON (2000, p. 91-92) admite que ($f_{y,max,sl} = f_{x,max,sl}$), e a seguir relaciona o fator máximo disponível de atrito longitudinal dinâmico com o fator de atrito lateral máximo disponível estático, através de equações desenvolvidas por OLSON et al. (1984 apud BONNESON, 2000, p. 91), tal como segue:

$$f_{x,max,sl} \text{ AUTOS} = 0,20 + 1,12 f_{x,max,sk}$$

Equação 2.26

$$f_{x,max,sl} \text{ CAMINHÃO} = 1,01 f_{x,max,sk}$$

Equação 2.27

Onde:

$f_{x,max,sk}$ = fator de atrito longitudinal de roda travada (valor médio, piso molhado)

$f_{x,max,sl}$ = fator de atrito longitudinal máximo (distinto para automóveis ou caminhões)

$f_{y,max,sl}$ = fator de atrito lateral máximo (distinto para automóveis ou caminhões)

Note-se que a equação original de OLSON et al. (1984) para o fator de pico dos veículos pesados tem o coeficiente 1,45 (não 1,01), mas BONNESON (2000) aplicou também a redução de 70% para o atrito obtido pelos pneus de veículos pesados determinado pela relação entre os coeficientes de atrito longitudinal e o *skid number* aferido em condições padronizadas (resultando em $1,45 \cdot 0,70 = 1,01$).

BONNESON (2000) distingue os fatores de atrito utilizados para calcular a

distância de parada com escorregamento longitudinal ($f_{x,d,max}$) dos fatores de atrito longitudinal máximo ($f_{x,max,sk}$) do *Green Book* (AASHTO, 1994), então a versão mais recente. Aplicando as Equações 2.26 e 2.27 sobre os fatores de atrito máximo, o autor (p. 92) obteve os valores dos fatores de atrito máximos disponíveis para falha de escorregamento lateral, mostrados na Tabela 2.14.

Tab. 2.14: Fator de atrito lateral máximo disponível ($f_{disponível}$) para automóveis e caminhões.

V (km/h)	$f_{x,d,max}$	$f_{x,max,sk}$	$f_{y,max,sl}$	
			Automóveis (Equação 2.26)	Caminhões (Equação 2.27)
30	0,40	0,53	0,79	0,54
40	0,38	0,48	0,74	0,49
50	0,35	0,44	0,69	0,45
60	0,33	0,40	0,65	0,41
70	0,31	0,36	0,60	0,37
80	0,30	0,34	0,58	0,35
90	0,30	0,33	0,57	0,33
100	0,29	0,31	0,55	0,31
110	0,28	0,30	0,54	0,30
120	0,28	0,29	0,52	0,29

Fonte: BONNISON (2000, p. 92).

Onde:

$f_{x,d,max}$ = fator de atrito longitudinal de projeto *Green Book* (1994, Tabela III-1)

$f_{x,max,sk}$ = fator de atrito longit. máximo *Green Book* (Ibid., Fig. III-1A e III-1B)

$f_{y,max,sl}$ = fator atrito lateral máximo (valores distintos para autos e caminhões)

BONNISON (2000) prossegue, utilizando a mesma hipótese admitida por Kontaratos et al. (1994) da elipse de aderência de Krempel (Equação 2.5 anteriormente apresentada), para obter o fator de atrito lateral disponível ($f_{y,sl}^*$), considerando a existência de esforços longitudinais (incluindo os necessários para vencer aclives/declives, o greide, e resistência aerodinâmica) e obedecendo a restrição imposta pela elipse de aderência, conforme Equação 2.28 a seguir.

$$f_{y,max,sl}^* = f_{y,max,sl} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{f_{x,D}}{f_{x,max,sl}} \right)^2}$$

Equação 2.28

Onde:

$f_{y,max,sl}^*$ = fator de atrito lateral disponível, limitado pela solicitação longitudinal

$f_{y,max,sl}$ = fator de atrito lateral máximo

$f_{x,D}$ = fator de atrito longitudinal demandado para aceleração/frenagem

$f_{x,max,sl}$ = fator de atrito longitudinal máximo (considerado igual a $f_{y,max,sl}$)

Deve-se lembrar que, diferentemente de BONNESON (2000), LAMM et al. (1999, p. 10.21), conforme Equação 2.6 anterior, aplica o fator 0,925 para diferenciar ($f_{y,max,sliding} = f_{x,max,sliding}$), tal como será utilizado no capítulo 3 adiante.

2.3.3.3 Falha de tombamento lateral – fator de atrito lateral correspondente

BONNESON (2000, p. 92) prossegue analisando a falha por tombamento, utilizando fatores de calibração sobre o conceito anteriormente definido de (SRT_{geom}), tal como segue.

$$b_s \cdot \frac{V_T^2}{g \cdot R} - e = b_r \cdot \frac{t}{2h}$$

Equação 2.29

Onde:

t = bitola do veículo, [m]

h = altura do centro de gravidade do veículo, [m]

b_r = fator de calibração¹⁰ entre (0,4) e (0,8), (BONNESON, 2000, p. 92)
 $b_s = 1,15$ = fator de correção de esterçamento (Ibid., p. 91)

O fator de calibração (b_r) foi tomado do estudo de ERVIN et al. (1985 apud BONNESON, 2000), onde foi obtido através de simulação computacional utilizando o modelo UMTRI Phase 4. Inclui efeitos dinâmicos e fornece um limite de estabilidade ao tombamento (*RT-rollover threshold*) com fatores não incorporados nos limites estáticos. Os dados utilizados por ERVIN et al. (1985 apud BONNESON, 2000) para sugerir a faixa de variação mencionada não são, entretanto, apresentados no estudo referido.

É oportuno lembrar que a Equação 2.29 corresponde à fórmula simplificada de GILLESPIE (1992, p. 311) para o limite de tombamento lateral estático:

$$SRT = e + t/2h$$

Equação 2.14
(novamente transcrita)

Sendo ($SRT = V_T^2/g.R$), substituindo acima se tem:

$$V_T^2/g.R = e + t/2h$$

Explicitando ($t/2h$) obtém-se expressão análoga à Equação 2.29 de BONNESON (2000, p. 93):

$$t/2h = (V_T^2/g.R) - e$$

BONNESON (2000, p. 93), a seguir, define o fator equivalente de atrito lateral máximo que tornaria possível a falha para tombamento lateral, através dos seguintes passos:

¹⁰ WINKLER (2000, p. 7) admite que esse fator reduza o limite de estabilidade até (0,6).

Equação de equilíbrio em curva do modelo ponto de massa (Equação 2.25 anterior):

$$f_{dem} = f_{y,D} = b_v \left(b_s \cdot \frac{v^2}{g \cdot R} - e \right)$$

Substituindo ($SRT = V_T^2/g \cdot R$), e impondo que o limite de equilíbrio corresponda à situação de tombamento lateral ($f_{dem} = f_{y \max r}$):

$$f_{y \max r} = b_v (b_s \cdot SRT - e)$$

$$f_{y,max,r} = b_v (SRT - e) = b_v b_r \frac{t}{2h}$$

Equação 2.30

Onde:

$f_{y,max,r}$ = fator equivalente de atrito lateral máximo para tombamento lateral

SRT = limite de tombamento lateral estático

b_v = fator veículo: 1 para automóveis; 1,1 para caminhões (McADAM et al., 1985 apud HARWOOD et al., 2003, p. 105)

2.3.3.4 Verificação simultânea do modo de falha – escorregamento ou tombamento

Como analisado por BONNESON (2000) em seu modelo de massa pontual, a falha de um veículo pode ocorrer por escorregamento ou por tombamento, sobrevivendo aquela que primeiro alcançar seu limite disponível. Portanto, ambas as verificações que o modelo permite (atrito disponível ou estabilidade lateral) devem ser feitas.

✓ **Limite de tombamento e escorregamento combinado de BONNESON (2000) – modelo de massa pontual**

BONNESON (2000, p. 92) analisa a falha por tombamento, utilizando fatores de calibração sobre o conceito anteriormente definido de (SRT_{geom}), tal como segue:

$$b_s \cdot \frac{v^2}{gR} \geq b_r \cdot \frac{t}{2h} + e$$

Onde:

t = bitola do veículo, [m]

h = altura do centro de gravidade do veículo, [m]

b_r = fator de calibração entre (0,4) e (0,8), BONNESON (2000, p. 92)

$b_s = 1,15$ = fator de sobre-esterçamento (McADAM et al., 1985, apud BONNESON, 2000, p. 91)

Admitindo que a velocidade é o limite de equilíbrio que corresponde à situação de tombamento lateral, a condição acima seria satisfeita com igualdade, tendo-se:

$$b_s \cdot \frac{V_T^2}{g \cdot R} = b_r \cdot \frac{t}{2h} + e$$

$$b_s \cdot \frac{V_T^2}{g \cdot R} - e = b_r \cdot \frac{t}{2h}$$

A previsão do tombamento tem de ser feita impondo a verificação da não ocorrência anterior do escorregamento, pela condição:

$$f_{y\ dem\ T} = b_v \cdot \left(b_s \cdot \frac{V_T^2}{g \cdot R} - e \right) \leq f_{y\ max,\ sl}^*$$

$$f_{y,\ max\ r} = b_v \cdot b_r \cdot \frac{t}{2h} \leq f_{y\ max,\ sl}^*$$

Equação 2.31

Onde:

$f_{y,maxr}$ = fator de atrito lateral no limite para tombamento lateral

b_v = fator veículo: 1 para automóveis; 1,1 para caminhões (McADAM et al., 1985, apud HARWOOD et al., 2003, p. 105)

BONNESON (2000, p. 93) definiu o fator de atrito lateral máximo para a falha por escorregamento, no modelo de ponto de massa:

$$f_{y\ dem} = b_v \left(b_s \cdot \frac{v^2}{g \cdot R} - e \right) \geq f_{y\ max,sl}^*$$

Deve-se verificar ambas as condições, de tombamento e de escorregamento.

✓ **Limite de escorregamento de Bonneson (2000) – modelo de massa pontual**

A falha de um veículo pode ocorrer por escorregamento ou por tombamento, sobrevivendo aquela que primeiro alcançar seu limite disponível. Portanto, ambas as verificações (atrito disponível ou tombamento lateral) devem ser feitas.

Admitindo um limite conjunto:

$$f_{y\ max} = \text{mínimo de } (f_{y\ max,sl}^*, f_{y\ max,r})$$

$$f_{y\ dem} = b_s \cdot \frac{v^2}{gR} - e \geq f_{y\ max}$$

É a condição de falha conjunta, com ($f_{y,maxr} = b_v \cdot b_r \cdot t/2h$).

A falha é de tombamento se:

$$f_{y\ max,sl}^* \geq f_{y\ max,r}$$

$$f_{y\ max,sl}^* \geq b_v \cdot b_r \cdot \frac{t}{2h}$$

BONNESON (2000, p. 102) sugere a seguinte metodologia:

$$MS = f_{y \max} - f_{y \text{dem}}$$

Equação 2.32

Com:

$$f_{y \max} = \text{mínimo de } (f_{y \max, sl}^*, f_{y \max, r})$$

Equação 2.33

Onde:

MS = margem de segurança

$f_{y \max}$ = máximo atrito lateral disponível

$f_{y \max, sl}^*$ = fator de atrito lateral disponível, limitado pela solicitação longitudinal

$f_{y \max, r}$ = fator equivalente de atrito lateral máximo para tombamento lateral

$f_{y \max}$ = máximo atrito lateral disponível (escorregamento e tombamento)

✓ Limite combinado de Velocidade e Raio – modelo de massa pontual

Pode-se realizar uma análise similar com velocidades limites, devendo-se verificar, então, a condição simultânea com $[V \leq \text{mín}\{V_T, V_E\}]$, sendo:

$$V_T \geq \sqrt{\frac{g \cdot R}{b_s} \cdot \left(b_r \cdot \frac{t}{2 \cdot h} + e \right)}$$

Equação 2.34

e

$$V_E \geq \sqrt{\frac{g \cdot R}{b_s} \cdot \left(\frac{f_{y \max, sl}^*}{b_v} + e \right)}$$

Equação 2.35

Explicitando a velocidade, obtém-se a equação, também não desenvolvida pelo autor, que fornece a velocidade limite em uma dada curva horizontal. Neste caso, o cálculo é iterativa, dado que o fator de atrito varia com a velocidade.

A verificação simultânea de tombamento e escorregamento pode ser feita considerando o raio mínimo de curva horizontal, para tombamento e para escorregamento. Essa análise, não desenvolvida pelo autor, parte da Equação 2.29 para obter a expressão do raio limite de tombamento:

$$R_T = \frac{b_s \cdot V_T^2}{\left(e + b_r \cdot \frac{t}{2h}\right) \cdot g}$$

O raio limite de escorregamento decorre da condição limite para escorregamento:

$$f_{y \text{ dem } T} = b_v \cdot \left(b_s \cdot \frac{V_T^2}{g \cdot R} - e \right) \leq f_{y \text{ max, sl}}^*$$

$$R_E = \frac{b_v \cdot b_s \cdot V_E^2}{\left(f_{y \text{ max, sl}}^* + b_v \cdot e\right) \cdot g}$$

E a verificação simultânea do raio de projeto $R_{projeto} < \min \{R_T, R_E\}$ permite estabelecer o raio mínimo de projeto da curva horizontal.

Do ponto de vista prático o conhecimento da causa de falha é muito importante, razão pela qual as verificações em separado de escorregamento e tombamento são úteis. Ainda que matematicamente a margem de segurança simultânea indique a ocorrência da falha, pode-se recuperar a causa do acidente pelo valor mínimo que determinou a condição de falha.

2.3.4 Modelo de NAVIN (1992) para tombamento – semi-reboque tridimensional com suspensão flexível

É de longo tempo conhecido que semi-reboques apresentam instabilidade inerente ao tombamento (TABOREK, 1957 apud NAVIN, 1992, p. 131). A

instabilidade ao tombamento de combinações de veículos (CVC) e de reboques tracionados por cambões (tipo “Romeu e Julieta”) decorre do fenômeno dinâmico da amplificação traseira (MELO et al., 2004), e escapa ao estudo da condição estática de equilíbrio em curva que é o objeto do presente trabalho.

Na condição estática, o equilíbrio de um CVC em curva horizontal se resume à análise do equilíbrio do último veículo da composição, justificando assim a importância da análise de NAVIN (1992).

2.3.4.1 Desenvolvimento do modelo tridimensional de NAVIN (1992)

Em seus modelos de complexidade crescente, além das dimensões do veículo articulado, NAVIN (1992, p. 132-133) considerou os seguintes fatores: superelevação, rolagem (dependente da aceleração transversal e do coeficiente de rigidez – *roll stiffness* – à rolagem em torno do eixo longitudinal do veículo), e admitiu o eixo de tombamento real passando pela borda da quinta-roda, conforme mostrado nas Figuras 2.11 e 2.12.

NAVIN (1992, p. 132) estudou o tombamento de semi-reboques em condição de equilíbrio quase-estático (considerando nula a aceleração angular do veículo, na condição limite), com base na nomenclatura mostrada na Figura 2.11 e no esquema simplificado de forças mostrado na Figura 2.12 (semi-reboque no plano y, z).

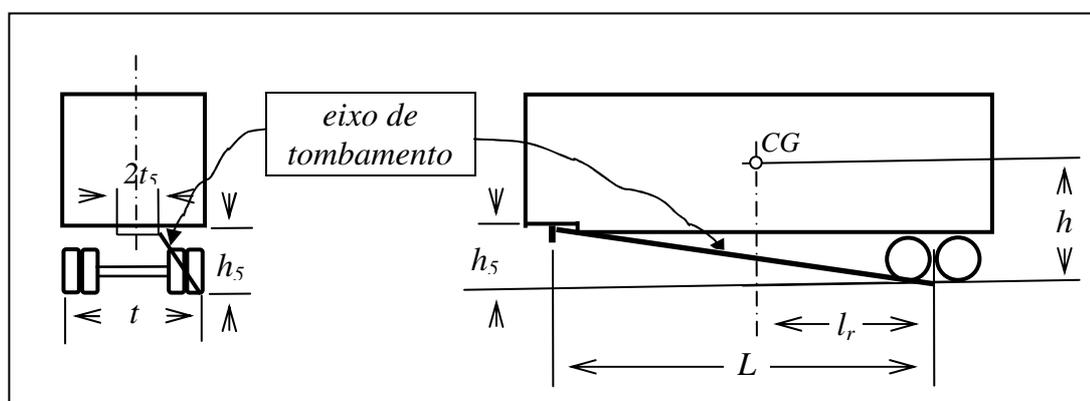


Fig. 2.11: Eixo de tombamento de semi-reboque tridimensional.

Fonte: Adaptado de NAVIN (1992, p. 132).

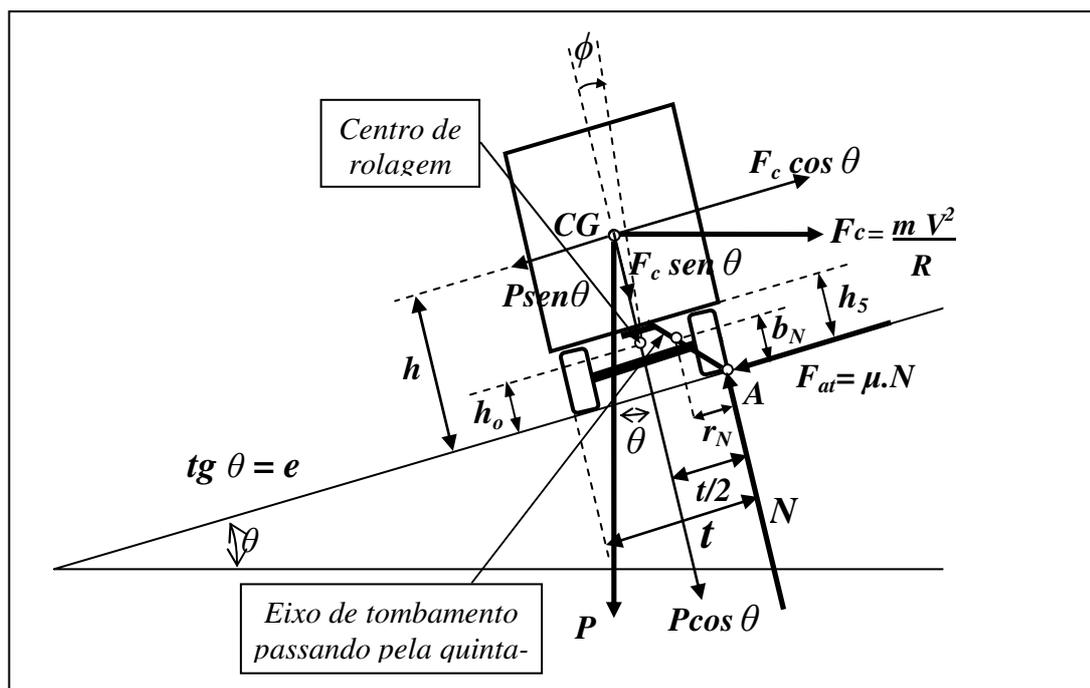


Fig. 2.12: Esquema de forças e eixo de tombamento passando pela quinta-rodinha do semi-reboque.

Fonte: Adaptado de NAVIN (1992, p. 133).

A equação de equilíbrio de momento no Ponto A (Fig. 2.12) resulta:

$$P (a_y \cos \theta - \text{sen} \theta) (h - b_N) = P (\cos \theta + a_y \text{sen} \theta) [t/2 - r_N - (h - h_o) \tan \theta]$$

Onde:

P = peso do semi-reboque (inclui carga)

a_y = aceleração centrípeta

b_N = distância vertical do eixo de tombamento ao CG do semi-reboque

r_N = distância horizontal do eixo de tombamento ao CG do semi-reboque

h_5 = altura da quinta-rodinha

t_5 = semi-largura da quinta-rodinha

t = bitola do eixo traseiro

θ = ângulo da superelevação, sendo $\text{tg } \theta = e$

Rearranjando e explicitando (a_y/g), tem-se o *SRT* para diversas condições:

$$a_y/g \approx \left[\frac{\frac{t}{2} - r_N + h \cdot (e - \Phi) - b_N \cdot e + h_o \cdot \Phi}{h - b_N - (t/2 - r_N) \cdot e + h \cdot e \cdot \Phi - h_o \cdot e \cdot \Phi} \right]$$

Eliminando os termos de segunda ordem, chega-se a:

$$a_y/g \approx \left[\frac{\frac{t}{2} - r_N + h \cdot (e - \Phi) - b_N \cdot e + h_o \cdot \Phi}{h - b_N - (t/2 - r_N) \cdot e} \right]$$

Considerando-se a geometria do veículo, a posição do centro de massa do semi-reboque, e o eixo de tombamento que passa pela borda da quinta-roda (Figuras 2.11 e 2.12), tem-se:

$$b_N = h_5 \cdot \frac{l_r}{L} \quad r_N = (t/2 - t_5) \cdot \frac{l_r}{L}$$

Donde se pode reescrever a equação de (a_y):

$$a_y/g = \left[\frac{\frac{t}{2 \left(1 - \frac{l_r}{L}\right)} + t_5 \cdot \frac{l_r}{L} + h \cdot (e - \Phi) - h_5 \cdot \frac{l_r}{L} \cdot e + h_o \cdot \Phi}{h - h_5 \cdot \frac{l_r}{L} - \left[\frac{t}{2} \cdot \left(1 - \frac{l_r}{L}\right) + t_5 \cdot \frac{l_r}{L}\right] \cdot e} \right]$$

Equação 2.36

Veículo com molas, pista superelevada, eixo rolagem pela quinta-roda.

Na medida em que Navin não dispunha de dados geométricos completos dos tombamentos estudados, desenvolveu modelos com grau de complexidade

decrecente: modelo com molas em pista superelevada; modelo de corpo rígido em pista superelevada; e modelo de corpo rígido em pista plana. Seguem apresentadas essas simplificações sucessivas:

$$a_y/g = \left[\frac{\frac{t}{2} + h(e - \Phi) + h_o \cdot \Phi}{h - e \cdot t/2} \right] \quad \text{Equação 2.37}$$

Veículo com suspensão flexível em pista superelevada.

Ou, admitindo-se que o semi-reboque é muito rígido ($h_o \cdot \Phi \approx 0$):

$$a_y/g = \left[\frac{\frac{t}{2} + h \cdot (e - \Phi)}{h - e \cdot t/2} \right] \quad \text{Equação 2.38}$$

Veículo muito rígido ($h_o \cdot \Phi \approx 0$) em pista superelevada.

Admitindo-se que o veículo seja totalmente rígido (sem rotação ou rolagem em torno do eixo longitudinal do veículo), a equação então se reduz a:

$$a_y/g = \left[\frac{\frac{t}{2} + h \cdot e}{h - e \cdot t/2} \right] = \left[\frac{(e + t/2h)}{(1 - e \cdot t/2h)} \right] \quad \text{Equação 2.39}$$

Veículo totalmente rígido ($\Phi=0$) em pista superelevada.

Note-se que a Equação 2.39 é a mesma Equação 2.13 anteriormente demonstrada do modelo básico para o veículo rígido em pista superelevada.

2.3.4.2 Aplicação de dados de tombamentos às equações de NAVIN (1992)

Para estudar o limite estático de tombamento obtido com seu modelo teórico, NAVIN (1992, p. 132) utilizou dados coletados de 14 tombamentos efetivamente ocorridos, reproduzidos na Tabela 2.15. Todos os acidentes dessa pequena amostra foram selecionados por apresentarem marcas de tombamento visíveis e adequadas para a obtenção do raio percorrido pelo eixo traseiro do semi-reboque na trajetória do tombamento. Dos 14 tombamentos registrados, apenas 5 (cinco) dispunham de registro de velocidade por tacógrafo (NAVIN, 1992, p. 134;136;137).

A validação dos modelos utilizou dados de apenas 5 tombamentos que continham registro de tacógrafo, do total de 14 tombamentos da Tabela 2. 15.

Tab. 2.15: Tombamentos de semi-reboques com marcas de atritamento pneumático (NAVIN, 1992).

Trator	Reboque	Altura Total do reboque (m)	Alt. base Carga (m)	Largura (externa) do eixo (m)	Raio da trajetória (m)	Greide (%)	Super-elevação (%)	Aceleração Lateral (g)	Velocidade Calculada (km/h)	Velocidade Tacog. (km/h)
1971 GMC	Carroceria fechada	3.95	1.35	2.44	79	+ 8	9	0.47	68	-
1979 Freightliner	Viga Telescópica	3.63	1.50	2.35	84	- 8	9	0.48	71	75-80 +20,8m/s
1980 Peterbuilt	B-Trem	3.60	1.50	2.40	64	- 7	8	0.47	62	-
1979 White Star	Carroceria fechada	4.00	1.50	2.35	104	+ 15	10	0.45	77	-
1977 Peterbuilt	Carroceria fechada	4.08	1.25	2.35	145	0	8.5	0.44	90	-
1980 Peterbuilt	Carroceria fechada	4.10	1.20	2.35	58	- 4	9	0.45	58	-
1980 Kenworth	B-Trem	3.45	1.45	2.40	90	- 6	9	0.50	75	76 21,1m/s
1975 Kenworth	Carroceria fechada	4.10	1.40	2.25	137	- 6	-	0.32	75	-
1975 sem relato	B-Trem	3.70	1.30	2.40	90	+ 6	9	0.49	75	-
1979 GMC	Carroceria fechada	3.34	1.30	2.32	78	- 2	-	0.49	62	-
1979 sem relato	Carroceria fechada	4.10	1.25	2.37	143	0	8	0.44	90	91 25,3m/s
1973 White	Carroceria fechada	3.52	1.40	2.34	142	+ 2	9	0.48	93	-
1973 sem relato	Carroceria fechada	2.6	-	-	111	-	-	0.37	81	82 22,8m/s
1985 Mack	81 Fruehauf	3.44	1.44	2.37	67	+ 3	9	0.70	77	76 21,1m/s

Fonte: NAVIN (1992, p. 138).

NAVIN (1992) utilizou as marcas de pneus curvilíneas típicas deixadas no pavimento durante o tombamento para estimar a velocidade dos semi-reboques, através do raio deixado pelas marcas do pneu interno do eixo traseiro, obtido através da medição da corda (C) e da mediana (M):

$$R = \frac{C^2}{8M} + \frac{M}{2}$$

Sendo: $V = (a_y R)^{1/2}$, e sendo ($SRT = V_T^2/Rg$):

$$V_T = \sqrt{\left[\left(\frac{e + t/2h}{1 - e \cdot t/2h} \right) \cdot g \cdot \left(\frac{C^2}{8M} + \frac{M}{2} \right) \right]}$$

Deve-se registrar que a expressão correspondente de NAVIN (1992) para (V_T) omitiu o multiplicador (g).

Para cada acidente estudado, foram utilizados: raio de tombamento obtido de boas marcas de pneus devidamente medidas (extensão e corda), leitura válida de velocidade no disco tacógrafo, e boa estimativa do centro de gravidade.

Os 5 tombamentos com registro de tacógrafo foram objeto de cálculo de velocidade limite de tombamento, através dos diferentes modelos assim nominados:

1. Veículo rígido, sem considerar superelevação;
2. Veículo rígido, com superelevação;
3. Veículo com suspensão flexível, com superelevação; e
4. Veículo com suspensão flexível, com superelevação, com eixo de rotação passando pela quinta-roda.

Os resultados numéricos obtidos por NAVIN mostraram variação entre 2% e 5%, o que foi utilizado por NAVIN como justificativa para adoção apenas da

Equação 2.39 nas análises efetuadas pelo autor.

$$SRT_e = \frac{V_T^2}{Rg} = \frac{a_y}{g} = \frac{(e + t/2h)}{(1 - e \cdot t/2h)}$$

Lembrando que sendo ($a_y = V_T^2/R$), então:

$$(a_y = SRT_e \cdot g).$$

Explicitando a velocidade de tombamento:

$$V_T = \sqrt{SRT_e \cdot g \cdot R}$$

Com a equação acima foram calculadas as velocidades limite de tombamento dos acidentes estudados apresentadas na Tabela 2.15. NAVIN (1992, p. 136). O autor ainda obteve uma estimativa estocástica do fator de segurança da curva (metodologia de HART, 1982 apud NAVIN, 1992, p. 142), que não será aqui analisada.

2.3.4.3 Cálculo do fator (b_r) utilizando dados de tombamentos de semi-reboques de NAVIN (1992)

NAVIN (1992) relacionou o limite de tombamento lateral estático calculado e real dos tombamentos estudados, e para isso considerou 5 eventos apresentados na Tabela 2.13 com registro de tacógrafo, dos quais apenas 4 apresentam com registro também de bitola (t) e a superelevação (e), conforme mostrado na Tabela 2.16.

Tab. 2.16: Tombamentos de semi-reboques com registro de velocidade por tacógrafo (NAVIN, 1992).

Evento	Tipo de semi Reboque	Alt. total do reb. (m)	Altura base carga (m)	Larg. (ext.) do eixo (m)	Raio da trajet. (m)	Greide (%)	Super-elev. (%)	Acel. Lateral (a/g)	Veloc. Calcul. (km/h)	Veloc. Tacog. (km/h)
2	Viga Telescópica	3.63	1.50	2.35	84	- 8	9	0.48	71	75-80 20,8m/s
7	B-Trem	3.45	1.45	2.40	90	- 6	9	0.50	75	76 21,1m/s
11	Carroceria fechada	4.10	1.25	2.37	143	0	8	0.44	90	91 25,3m/s
13	Carroceria fechada	2.6	-	-	111	-	-	0.37	81	82 22,8m/s
14	81 Fruehauf	3.44	1.44	2.37	67	+ 3	9	0.70	77	76 21,1m/s

Fonte: NAVIN (1992, p. 138).

A altura (h) do centro de gravidade não foi fornecida, e será estimada através da seguinte da seguinte expressão:

$$h = h_{base} + (h_{total} - h_{base})/2 = (h_{total} + h_{base})/2$$

Isso implica em considerar que todos os caminhões estivessem lotados e com carga homogênea, hipótese que encontra sustentação em WOLKOWICZ e BILLING (1982 apud NAVIN, 1992), que para a mesma realidade canadense indica que, para caminhões com pelo menos metade da carga, 68% dos acidentes eram de tombamentos laterais. As alturas assim obtidas são da ordem de 2,5 m (Tabela 2.17), e podem estar superestimadas.

Descartado o evento 13, restaram apenas 4 eventos, conforme Tabela 2.17, que se prestarão para o cálculo do fator (b_r) de ajuste do limite de tombamento.

A velocidade de tombamento registrada pelo tacógrafo permite calcular a aceleração centrípeta no momento do tombamento, através da equação ($a_y = V_T^2/Rg$), que é igual ao SRT do veículo ponderado pela superelevação (Equação 2.13). Pode-se obter também o SRT utilizando o SRT_{geom} (calculado com a altura estimada e a bitola fornecida) e a superelevação. Da comparação dos valores assim obtidos pode-se determinar o fator (b_r) de cada tombamento estudado. O resultado desses cálculos é mostrado na Tabela 2.17. Deve-se lembrar que a estimativa do

valor de (h) lança incerteza sobre os resultados, sendo a análise feita mesmo assim, para demonstração da metodologia.

Tab. 2.17: Exploração numérica do fator de ajuste (b_r) do limite de tombamento lateral estático, utilizando dados de NAVIN (1992).

Evento	Raio m	Bitola total eixo m	e %	V tacógrafo km/h	a_c/g tacógrafo = SRT_e	H M	SRT geom.	SRT limite	b_r
2	84	2,35	9,0	75-80	0,56	2,57	0,46	0,45	0,99
7	90	2,40	9,0	76	0,51	2,45	0,49	0,40	0,81
11	143	2,37	8,0	91	0,46	2,68	0,44	0,36	0,82
14	67	2,37	9,0	76	0,68	2,44	0,49	0,56	1,14

O fator de ajuste (b_r) deve variar entre 0,40 e 0,80 (ERVIN et al., 1985 apud BONESSON, 2000, p. 92). Assim, os resultados encontrados, variando entre 0,81 e 1,14, indicariam que a velocidade de tacógrafo não corresponde à velocidade de tombamento (novamente aqui se coloca a ressalva que o SRT_{geom} foi obtido com base em altura estimada), podendo-se supor que a velocidade registrada nos respectivos tacógrafos no momento do acidente é maior que a velocidade (V_T) de tombamento.

Na medida em que o tombamento ocorre com qualquer velocidade superior à velocidade (V_T) de tombamento, a exploração numérica com base em acidentes não permite a determinação do limite de tombamento estático dos veículos, e tampouco permite determinar o fator (b_r). O limite de tombamento real somente poderá ser obtido através de ensaios de tombamento, ou através de modelagem computacional que contemple todas as variáveis (mecânicas e estruturais) intervenientes no limite de tombamento estático intrínseco do veículo.

Prosseguindo no estudo, através de cálculo iterativo, determinou-se a velocidade de projeto para as curvas percorridas pelos veículos durante o tombamento, utilizando-se (e), (R) e (V), sendo (f) obtido da tabela de (f_{max}) do *Green Book* 2004, inicialmente para a velocidade do tacógrafo. A Equação 2.4 do modelo ponto de massa, explicitando (V) é utilizada:

$$V = \sqrt{127 \cdot R \cdot (e_{max} + f_{max})}$$

Calculando-se V , determina-se o novo (f_{max}) correspondente (utilizaram-se os valores de projeto de f_{max} do *Green Book* 2004), até o final da iteração, cujo resultado (após 3 iterações) é apresentado na Tabela 2.18 a seguir.

Tab. 2.18: Velocidade de projeto e excesso de velocidade dos semi-reboques com tacógrafo da amostra de NAVIN (1992).

Evento	Raio M	Bitola total eixo (t) m	e %	V tacógrafo km/h	a_c/g tacógrafo = SRT_e	f vel. Navin	V Proj. Km/h	f vel. Proj.	a_c/g da vel. Proj.	Excesso de vel. %
2	84	2,35	9,0	75-80	0,56	0,15	54	0,18	0,27	43,5%
7	90	2,40	9,0	76	0,51	0,14	55	0,18	0,26	38,2%
11	143	2,37	8,0	91	0,46	0,13	65	0,16	0,23	40,0%
14	67	2,37	9,0	76	0,68	0,14	49	0,19	0,28	55,1%

A conclusão evidente é que todos os veículos que tombaram estavam trafegando com excesso de velocidade com relação à velocidade de projeto que deveria limitar a velocidade nas curvas que estavam percorrendo. O excesso de velocidade assim constatado variou entre 40,0% e 55,1%.

Coerentemente com a crítica aos valores obtidos de (b_r), cabe assinalar que o semi-reboque do evento 14, com maior excesso de velocidade registrado (55,1%), foi o mesmo que apresentou ($b_r > 1$). E quanto maior o excesso de velocidade do evento considerado, maior o respectivo (b_r) constatado na Tabela 3.14 anterior.

2.3.4.4 Crítica à metodologia e resultados de NAVIN (1992)

O desenvolvimento analítico de NAVIN (1992) contemplou e comparou o efeito de múltiplos fatores que influenciam o valor do SRT.

O autor concluiu (1992, p. 137) que o SRT_{geom} , ponderado pela superelevação, representa adequadamente o SRT real do veículo articulado, sendo que o resultado da junção de todos os demais fatores (rigidez da suspensão, centro de rolagem, eixo de rolamento, superelevação) produziu diferença que oscilou entre 2% e 5% da velocidade real de tombamento dada pelos dados dos acidentes estudados. Registre-se que não foi apresentada a forma de obtenção do ângulo de rolagem Φ envolvido nas fórmulas do limite de tombamento lateral estático nas formulações com suspensão flexível.

NAVIN baseou-se no raio e na aceleração centrípeta para calcular a velocidade de tombamento. O raio da trajetória de tombamento foi obtido através de medição em campo (reconstrução dos acidentes), mas a aceleração centrípeta foi calculada a partir do (SRT_e), e portanto não se pode afirmar que os veículos estavam efetivamente com a velocidade calculada. A velocidade de tombamento poderia ser menor, decorrente da diferença entre o (SRT_e) e o limite de tombamento real do veículo.

Conforme visto, a metodologia de reconstituição de acidentes não se presta para a determinação do limite de tombamento real, nem para a validação das fórmulas teóricas obtidas, posto que a velocidade calculada utilizando a condição limite de tombamento utilizando o ($SRT_{geom}=t/2h$) e a superelevação, não corresponde necessariamente à velocidade limite determinada pelo limite de tombamento do veículo (considerando todas as variáveis intervenientes do SRT anteriormente discutidas).

As conclusões de NAVIN (1992) relativas à variação do SRT do veículo colidem frontalmente com ERVIN et al. (1984 apud BONNESON, 2000, p. 92), que apresenta o SRT real do veículo variando entre 0,4 e 0,8 do (SRT_{geom}). Igualmente WINKLER (2000, p. 7) admite que o SRT real pode reduzir-se a 60% do (SRT_{geom}) de um veículo ideal rígido. Essas reduções são atribuídas aos conhecidos efeitos de flexibilidade dos pneus e da suspensão, folga na quinta-roda e na suspensão, torção e flexão da estrutura do veículo, posição longitudinal do centro de gravidade com relação à distância entre eixos, variação do tipo de carga e eventual excentricidade (WINKLER, 2000, p. 5). Oportuno registrar, novamente, que nas análises aqui efetuadas, foi estimado o valor de (h), afetando diretamente o valor do STR_{geom} .

Os acidentes com velocidade de tombamento registrada por tacógrafo tampouco apontam as velocidades limites de tombamento, posto que os veículos poderiam estar tombando com velocidades superiores à velocidade limite de tombamento. Assim, a velocidade registrada pelo tacógrafo no instante do tombamento é maior, no mínimo igual, à velocidade limite de tombamento do veículo.

Apesar de ter coletado o greide dos acidentes estudados, NAVIN (1992) não estudou seu efeito no limite de tombamento. Isso apesar de que, em 9 dos 14 acidentes estudados por NAVIN (1992) conforme Tabela 2.13, a declividade longitudinal da pista era elevada. No Anexo E deste trabalho é apresentada proposta preliminar que introduz o efeito do greide descendente no limite de tombamento lateral estático de semi-reboques.

2.3.5 Modelo de tombamento considerando veículo de projeto e margem de segurança ao tombamento

Os modelos de tombamento estudados, mesmo os mais elaborados e que consideram efeito de suspensão e superelevação, e até mesmo calculando o SRT considerando o eixo de rolagem passando pela quinta-rodas de semi-reboques, não conseguem explicar totalmente a diferença entre o ($SRT_{geom} = t/2h$) e o limite de tombamento real de veículos pesados.

WINKLER e ERVIN (1999, p. 8) didaticamente apresenta essa grande variação, reproduzida na Figura 2.3 anteriormente apresentada, considerando os efeitos acumulados dos vários fatores que afetam o SRT de um veículo pesado, suposto com ($SRT_{geom} = t/2h = 0,46$), valor típico semelhante ao do exemplo numérico desenvolvido no item 2.3.2.3.

Outro fator, explorado preliminarmente no Anexo E deste trabalho e aplicável a semi-reboques, é o alívio da reação normal no eixo traseiro decorrente do greide descendente em curvas horizontais, considerando a frenagem para manutenção da velocidade constante na descida, além da altura e da posição longitudinal do centro

de gravidade (com relação aos eixos do semi-reboque). O alívio do eixo traseiro reduz o momento de restituição ao tombamento, contribuindo ainda mais para a redução limite real de tombamento.

Considerando que nenhum dos modelos analisados explicou adequadamente essa grande variação do limite de estabilidade, e considerando comprovada essa diferença em ensaios de tombamento (*tilt-table*), uma abordagem possível é estabelecer para as vias uma condição de projeto para veículos que tenham um desempenho mínimo, determinado por um limite de tombamento lateral de projeto, chamado de $SRT_{Projeto}$.

Além dessas variações, o fato do limite de tombamento SRT ser totalmente dependente da altura do centro de gravidade da carga implica em que, para um mesmo veículo, o SRT varie a cada distinto carregamento efetuado, alterando sua “segurança intrínseca” ao tombamento. O valor do SRT varia com o tipo de veículo de carga, e varia também segundo a carga transportada, recomendando a adoção de um valor mínimo de SRT de projeto, enfoque já utilizado na Austrália e Nova Zelândia e tratado por diversos autores (LTSA-NZ, 2008; PREM et al., 2001; WORMLEY et al., 2002). Sendo a carga elemento determinante para o tombamento, deve-se considerar a adoção de SRT limite de projeto para veículos carregados, e projetar e sinalizar para essa situação.

Para vencer a dificuldade imposta pela variedade de veículos que compõe a frota, e mesmo na certeza de que não se deve projetar vias para cada veículo específico, uma solução prática é a adoção de limite de tombamento estático de projeto aplicável a diferentes categorias básicas de veículos. A definição de um valor limite de SRT para veículos pesados, que não seja muito conservativo, para obter projetos de custo razoável, sem impor limitações excessivas e intoleráveis na velocidade regulamentada.

Ao mesmo tempo, o estabelecimento de uma margem de segurança mínima garante que os veículos não trafeguem na iminência do tombamento, desde que atendam ao ($SRT_{Projeto}$) e desde que não estejam com excesso de velocidade.

2.3.5.1 Determinação do limite de tombamento de projeto – veículo de projeto

A adoção de valores limite de SRT para veículos permite a dissociação da “segurança intrínseca” dos veículos (que deverá atender aos padrões mínimos requeridos), da segurança proporcionada pelas características da curva horizontal da via (raio, superelevação, greide, fator de atrito). Assim, veículos com SRT igual ou superior ao limite mínimo de projeto trafegarão com margem de segurança pré-fixada nas curvas horizontais, desde que não excedam o limite de velocidade regulamentado.

A seguir se discutem os elementos intervenientes nessa escolha de valores, fundamental para a fixação de margens de segurança ao tombamento.

➤ SRT de projeto para automóveis

Em seu estudo de margens de segurança ao tombamento lateral, BONESSON (2000, p. 93) adotou ($SRT_{automóvel} = 1,2$). Ainda que se possa criticar esse valor único, considerando que o $SRT_{automóvel}$, que varia entre pouco menos de 1,0 até mais de 1,4 (WINKLER e ERVIN, 1999, p. 2), na prática isso não introduz elemento de risco, pois a falha por escorregamento ocorre muito antes da falha por tombamento.

Assim, como inclusive pode ser constatado no capítulo 3 adiante (item 3.2), o valor do ($SRT_{Projeto\ AUTO}$) é de tal forma elevado que garante ser praticamente impossível o tombamento lateral de automóveis, não restringindo a geometria viária ou a sinalização de regulamentação de velocidade de curvas.

➤ SRT de projeto para veículos pesados

Adotar ($SRT_{Veic.Pesado} = 0,4$), tal como fez BONNESON (2000, p. 93) exige cautela e discussão, posto que segundo WINKLER e ERVIN (1999, p. 02) o SRT de veículos de carga varia entre ($0,2 \cdot SRT_{geom}$) ou menos, até próximo de ($0,8 \cdot SRT_{geom}$).

E na franja inferior dessa vasta faixa de variação, a falha por tombamento pode ocorrer antes da falha por escorregamento.

Caminhões com carga desfavorável (ex. tanques com carga líquida) podem apresentar SRT da ordem de (0,25g), conforme WINKLER e ERVIN (1999). Segundo FRICKE (1990, p. 78-21), com carga líquida pela metade, esses tanques podem ter o SRT rebaixado para até (0,16g), ínfimo. Veículos articulados (caminhão-trator e semi-reboque) apresentam SRT “típico” entre (0,30g) e (0,33g) (FHWA, 2000, p. 8). Segundo HARWOOD et al. (2003, p. 58), o SRT limite recomendado para caminhões situa-se entre (0,35g) e (0,38g).

Trabalho para determinação de parâmetros básicos de estabilidade ao tombamento lateral (PREM et al., 2001) recomendou (SRT = 0,35) para caminhões pesados, exigindo o mínimo de 0,40 para veículos tanque e ônibus. Esses mesmos limites de SRT delimitam valores mínimos em estudo para a verificação das margens de segurança ao tombamento elaborado por HARWOOD et al. (2003, p. 109; 110;112). O valor mínimo (SRT = 0,35) para caminhões também é indicado pelo NRTC (apud JUJNOVICH, 2002, p. 08) e MUELLER et al. (1999, p. 02).

Para o Brasil, PEREIRA NETO e WIDMER (2007) citam o projeto “Performance Based Standards” (PBS) desenvolvido pela AUSTRROADS e pela National Road Transport Commission (NRTC), que estabeleceu como parâmetros mínimos os valores 0,40g para caminhões tanque e ônibus e 0,35g para os demais veículos de carga.

O *Heavy Vehicle Stability Guide* da Nova Zelândia (LTSA-NZ, 2008) limita o SRT mínimo de caminhões pesados e reboques em (0,35), além de impor margem de segurança limitando a aceleração transversal máxima nas curvas, como adiante se verá. O Departamento de Transportes da Virginia utiliza (SRT = 0,36) mínimo em seus sistemas de alerta de tombamento (BAKER et al., 2001, p. 137), além de também impor margens e fatores de segurança, conforme adiante será verificado.

2.3.5.2 Margem de segurança ao tombamento

Uma vez fixado o SRT para cada categoria de veículos (automóveis e veículos pesados), a margem de segurança ao tombamento será dada pela diferença entre o SRT e a aceleração centrípeta provocada pela curva ($a_y = v^2/g.R$), com os devidos fatores de ajuste decorrentes da declividade transversal, do greide da pista, e do sobre-esterçamento.

BAKER et al. (2001, p. 137), tratando do sistema de alerta de tombamento do Departamento de Transportes da Virginia/EUA, utilizam como padrão mínimo ($SRT = 0,36$), limitando a aceleração máxima permitida pela seguinte Equação:

$$a_{y \max} = \frac{(SRT - MS)g}{1,15}$$

Onde:

$MS = 0,1$ = margem de segurança

a_{\max} = aceleração transversal máxima admissível

Utilizando ($SRT = 0,36$), o resultado da fórmula acima é ($a_{y \max} = 0,23.g$), quase idêntico ao adotado na Nova Zelândia ($a_{y \max} = 0,22.g$). Ainda que não explicitado por BAKER et al. (2001, p. 137), o coeficiente 1,15 da equação restringe ($a_{y \max}$) para contemplar o sobre-esterçamento que ocorre em curvas, conforme apontado por BONNESON (2000, p. 91).

BONNESON (2000, p. 92) também estudou as margens de segurança ao tombamento a partir do modelo ponto de massa, tal como segue:

$$b_r \cdot \frac{t}{2h} = b_s \cdot \frac{v^2}{gR} - e$$

Equação 2.31
(novamente transcrita)

Onde:

b_r = fator de calibração do SRT_{geom}

b_s = fator de sobre-esterçamento ($= R / R_{trajetória} = 1,15$)

$t/2h = SRT_{geom}$

Na exploração numérica das margens de segurança ao tombamento lateral, como adiante se verá (item 3.1.2) será adotada a margem de segurança ($MS = 0,1$).

2.4 Avaliação geral dos modelos de análise para escorregamento e tombamento em curvas dos estudos revisados

A pesquisa bibliográfica buscou identificar trabalhos que tratassem do risco de escorregamento e tombamento em curvas horizontais descendentes. Porém não se alcançou modelo que contemplasse aspectos relevantes que definem o comportamento de semi-reboques, considerando aceleração/frenagem em curvas com greide, principalmente aqueles ligados aos ângulos de deriva, esforços na quinta-roda, e esforços nos pneus e eixos traseiros.

Dentre os trabalhos estudados que apontam na direção do equacionamento dos fatores relevantes no tombamento lateral e que ainda não foram analiticamente tratados, citamos o modelo de BONNESON (2000) para o veículo unitário com deriva, cuja aplicação está ilustrada pelo trabalho de KONTARATOS et al. (1994), o trabalho de ECK e FRENCH (2002), apresentado no Anexo C, que aborda o efeito do greide descendente no limite de tombamento lateral. Também merece registro o modelo para movimento com deriva de veículos combinados de GLAUZ e HARWOOD (2000) e que é apresentado no Anexo D.

Os critérios básicos de projeto de curvas horizontais tanto o preconizado pelo *Green Book* (2004 e anteriores) da AASHTO, como os manuais brasileiros DNIT (2005) e DNER (1999) restringem-se ao escorregamento do modelo ponto de massa.

A revisão de estudos e modelos efetuada permitiu avançar no entendimento do tombamento lateral de veículos articulados, contemplando o efeito da

superelevação, da suspensão, e mesmo a verificação simultânea de tombamento e escorregamento.

Ainda buscando o estudo do tombamento em curvas com aceleração, foi verificado que nos capítulos 26 e 27 de LIMPET (1999) é tratado o escorregamento e o tombamento em curva, respectivamente; no entanto, várias expressões utilizadas são desenvolvidas em outros capítulos, notadamente sobre frenagem (LIMPET, 1999, cap. 22), e não consideram especificamente os veículos pesados (para os quais são fornecidas algumas fórmulas práticas, sem dedução ou detalhamento).

Isto posto, as aplicações numéricas que serão efetuadas no capítulo 3 seguinte serão baseadas em modelos de ponto de massa, à semelhança de BONNESON (2000) e de HARWOOD et al. (2003). Além disso, analisou-se o limite de tombamento dado pelo SRT de projeto assumido, com fatores de ajuste que contemplem a diferença entre o ($SRT_{geom} = t/2h$) e o SRT real dos veículos, bem como incorporando o efeito da superelevação e do greide.

3 APLICAÇÃO DE UM MODELO GENERALIZADO NO PROJETO DE CURVAS HORIZONTAIS DE RODOVIAS COM GREIDE

Considerando os fatores envolvidos na segurança ao escorregamento e tombamento de caminhões em curvas horizontais descendentes, será elaborado modelo que forneça o raio mínimo dessas curvas, especialmente para veículos pesados (unitários ou articulados, compostos por caminhão-trator e semi-reboque).

Será discutida a aplicação dos modelos que incorporam o greide aos modelos anteriormente apresentados, incluindo o modelo de massa pontual (para escorregamento e tombamento), associado aos trabalhos de BONNESON (2000) e HARWOOD et al. (2003). A aplicação será antecedida pela discussão sobre um fator não diretamente incorporado às formulações mencionadas, que também justifica a necessidade de uma margem de segurança a ser adicionada ao projeto das curvas horizontais: o excesso de velocidade. Então, serão apresentados os modelos e seus resultados (com e sem o fator correspondente ao excesso de velocidade), tanto para escorregamento quanto para tombamento, para automóveis ou para veículos pesados.

Em seguida, é feita uma validação preliminar das formulações propostas para veículos pesados, a partir da sua aplicação com os dados de reconstrução de acidentes fornecidos no estudo de NAVIN (1992).

Resume-se, por fim, a discussão das conclusões que podem ser obtidas e os aspectos que justificam desenvolver critérios modificados de projeto de curvas horizontais em rodovias e vias de trânsito rápido, especialmente considerando as especificidades dos veículos pesados.

3.1 Fatores e condições derivadas do modelo massa pontual e curva superelevada com greide

A aplicação do modelo de massa pontual para o movimento veicular nas curvas horizontais, para verificar a condição de frenagem ou aceleração simultânea com a realização do movimento circular, é modelo inovador, porque a reserva exigida seria função da inclinação longitudinal da pista, decorrente da aceleração ou frenagem que compensa o componente horizontal da aceleração da gravidade, garantindo a velocidade constante na curva.

Além disso, como destacado por KONTARATOS et al. (1994), a exigência de reserva de aderência para frenagem, adotada pelas normas européias, também justifica a adoção de fatores-limite para atrito lateral menores que os correspondentes ao limite de escorregamento com esta solicitação isolada (ao invés dos critérios baseados em conforto adotados pelo *Green Book* 2004). Sobre este aspecto é importante notar que o *Green Book* 2004, sem a reserva de aderência, aumentou os valores máximos admissíveis do atrito lateral, que passaram a suplantiar os valores adotados até por países europeus (vide Tabela 2.7).

O modelo de massa pontual também pode ser utilizado para verificar a condição geométrica de estabilidade contra o tombamento e proporcionar um modelo inicial para analisar curvas descendentes, tal como efetuado por BONNESON (2000, p. 100). A seguir, são discutidos os fatores a serem incorporados ao modelo.

3.1.1 Fatores comuns e específicos para o escorregamento e para o tombamento

A seguir são resumidas as suposições dos modelos anteriores, propostos por BONNESON (2000) ou por HARWOOD et al. (2003), que serão adotadas neste estudo, e discutido o efeito adicional do excesso de velocidade (não contemplado

pelos referidos autores). A estrutura do exercício de simulação numérica a ser realizado é então resumido, no item seguinte.

3.1.1.1 O sobre-esterçamento e heterogeneidade dos pneus

Tanto BONNESON (2000) quanto HARWOOD et al. (2003) tentaram propor um modelo mais realista de operação para projeto de curvas horizontais. Examinando a proposição destes trabalhos, ressaltam os seguintes critérios (que em princípio serão adotados nos modelos propostos adiante):

- ✓ Ambos consideraram que devem ser distinguidas as condições de aderência específicas dos pneus de automóveis e de veículos pesados, tomando como base os resultados relatados por OLSON et al. (1985); esta consideração aplica-se à demanda de atrito no escorregamento e à verificação simultânea com o tombamento.
- ✓ Ambos consideraram que deve ser adicionado o fator de correção para estimativa da demanda de atrito nos conjunto crítico de pneus (em relação ao valor calculado com o modelo de massa pontual), tomando como base os resultados relatados por MacADAM et al. (1985); esta consideração aplica-se à demanda de atrito no escorregamento e à verificação simultânea com o tombamento.
- ✓ BONNESON (2000) introduziu o fator de correção para sobre-esterçamento como decorrência da diferença entre o raio crítico de manobra e o raio geométrico da curva, tomando como base os estudos de GLENNON e WEAVER (1972) e MacADAM (1985); esta consideração aplica-se ao escorregamento e ao tombamento.
- ✓ BONNESON (2000) introduziu o fator de correção para outros efeitos que minoram a estabilidade ao tombamento (incluindo efeitos dinâmicos), com base nos estudos de ERVIN et al.(1985); este fator foi aplicado somente ao tombamento.

3.1.1.2 O efeito do excesso de velocidade

Um fator relevante ausente das formulações de BONNESON (2000) e HARWOOD et al. (2003) é o excesso de velocidade. Embora se possa admitir que as margens de segurança exigidas permitam acomodar em certa medida o efeito decorrente do excesso de velocidade, considerou-se interessante avaliá-lo em separado.

A relevância do fator velocidade pode ser verificada através da Equação 2.25 anteriormente utilizada para determinar os valores de (f_{dem}) sem considerar o fator excesso de velocidade:

$$f_{dem} = f_{y,D} = b_v \left(b_s \cdot \frac{v^2}{g \cdot R} - e \right)$$

Equação 2.25
novamente transcrita

Portanto, o excesso de velocidade aumenta a aceleração centrípeta sentida pelo veículo num trecho descendente. Sendo a aceleração centrípeta ($a_y = V^2/R$), então o eventual excesso de velocidade (Δv) provoca um efeito quadrático na aceleração [$a_{y \Delta v} = (V + \Delta v)^2/R$]. O aumento da aceleração centrípeta pode ser definido pelo fator da ajuste ($b_{\Delta v}$) assim calculado:

$$b_{\Delta v} = \frac{a_{y x}}{a_{y 0}} = \frac{V_x^2}{V_0^2}$$

Onde:

$b_{\Delta v}$ = fator de ajuste devido ao excesso de velocidade

$a_{y 0}$ = aceleração centrípeta decorrente da velocidade de projeto

$a_{y x}$ = aceleração centrípeta decorrente da velocidade com a tolerância legal

Para a determinação numérica do fator ($b_{\Delta v}$) propõe-se considerar ($\Delta v = 7 \text{ km/h}$), tal como decorre da Resolução nº 202 do CONTRAN (BRASIL, 2006), que estabelece exatamente a diferença de 7 km/h (até 100 km/h) entre a velocidade medida pelos instrumentos de medição de velocidade e a velocidade considerada para autuação do veículo.

Admitindo um excesso de velocidade correspondente, a Tabela 3.1 apresenta valores do fator ($b_{\Delta v}$) para distintas velocidades de projeto.

Tab. 3.1: Fator ($b_{\Delta v}$) de ajuste decorrente do excesso de velocidade ($\Delta v = 7 \text{ km/h}$).

V	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$b_{\Delta v}$	1,82	1,51	1,38	1,29	1,24	1,21	1,18	1,16	1,14

O efeito específico deste fator de correção será avaliado em cada caso, obtendo-se os resultados com e sem o efeito do excesso de velocidade considerado, de forma a isolar seu efeito.

3.1.1.3 A diferença entre o fator de atrito lateral máximo longitudinal e transversal

Outro aspecto relevante, e ausente das formulações de BONNESON (2000) e HARWOOD et al. (2003) é a diferença entre os valores do fator de atrito lateral máximo longitudinal ($f_{x,max,sl}$) e transversal ($f_{y,max,sl}$). Essa diferença caracteriza a elipse definida por Krempel, e sua igualdade, por oposto, redundaria na equação da circunferência.

Adotou-se a relação ($f_{y,max,sl} = 0,925 f_{x,max,sk}$) de LAMM et al. (1999, p. 10.21), evitando assim a simplificação de BONNESON e de HARWOOD de considerar ($f_{x,max,sl} \approx f_{y,max,sl}$).

3.1.2 Casos analisados nas simulações numéricas

Com base nas suposições descritas no item anterior, a seguir são apresentados os modelos formulados e os resultados numéricos obtidos (margens de segurança MS) para os seguintes casos:

- ✓ Escorregamento sem excesso de velocidade;
- ✓ Escorregamento com excesso de velocidade;
- ✓ Tombamento sem excesso de velocidade;
- ✓ Tombamento com excesso de velocidade.

Em todos estes casos, serão incluídos os efeitos de diferença na aderência dos pneus de automóveis e veículos pesados, o fator de correção da demanda de atrito dos veículos pesados, o fator de correção de sobre-esterçamento para automóveis e veículos pesados. A minoração da estabilidade ao tombamento dos veículos pesados será discutida separadamente.

3.2 Modelo derivado do modelo massa pontual – escorregamento

O princípio básico da formulação preliminar pode ser encontrado em BONNESON (2000)¹¹, onde se admite que a frenagem adotada deva manter a velocidade constante na curva (com tração ou frenagem do veículo compensando o efeito do greide), reduzindo com isso o atrito lateral disponível, em decorrência da restrição imposta pela elipse de aderência de Krepel, tal como utilizado por KONTARATOS et al. (1994). Conforme anteriormente tratado, a Equação 2.32 da elipse de aderência permite obter o fator de atrito lateral disponível, desde que seja conhecido o fator de atrito longitudinal demandado.

¹¹ Ver também Anexo A.

Para efeito de cálculo dos coeficientes de atrito, adotaremos a hipótese básica de que os freios são compensados longitudinalmente, com o alívio do eixo traseiro decorrente de frenagem acompanhado de menor solicitação de frenagem nesse eixo, que é hipótese de projeto para automóveis (LIMPERT, 1999). Como se verá no item 3.3 adiante, essa mesma hipótese poderá ser aplicada para caminhões.

A aderência requisitada pela curva com greide (i) ascendente ou descendente pode preliminarmente ser assim descrita:

$$f_{x,D} = i - f_a$$

Equação 3.1

Onde:

$f_{x,D}$ = fator de atrito demandado pela frenagem/aceleração do veículo

i = declividade longitudinal

f_a = resistência aerodinâmica

Por ser transmitida através dos pneus, a resistência por atrito de rolamento (longitudinal) não deve ser deduzida. Segundo o *Green Book* (AASHTO, 2001, p. 261), o efeito do arrasto aerodinâmico em automóveis é notável apenas para velocidades superiores a 80km/h, podendo ser desprezado para caminhões carregados (EJZENBERG e EJZENBERG, 2004). Assim, a fórmula se reduz para:

$$f_{x,D} = i$$

Equação 3.2

Portanto o módulo dessa aceleração/frenagem é igual à componente longitudinal (eixo x) da aceleração da gravidade ($a_x = i.g$). BONNESON (2000, p. 91-92) obteve o atrito disponível para resistir ao esforço lateral em curva com greide, substituindo ($f_{x,D} = i$) na Equação 2.28 da elipse de aderência obtendo:

$$f_{y,max,sl}^* = f_{y,max,sl} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{i}{f_{x,max,sl}} \right)^2}$$

Onde:

$f_{y,sl}^*$ = fator de atrito lateral disponível, limitado pela sollicitação longitudinal

$f_{y,max,sl}$ = fator de atrito lateral máximo

$f_{x,D}$ = fator de atrito longitudinal demandado para aceleração/frenagem

$f_{x,max,sl}$ = fator de atrito longitudinal máximo (aprox. igual a $f_{y,max,sl}$)

Adotando-se a relação ($f_{y\ max\ sl} = 0,925\ f_{x\ max\ sl}$) apresentada por LAMM et al. (1999, p. 10.21), a equação da elipse de aderência assume a seguinte forma:

$$f_{y\ max,sl}^* = 0,925 \cdot f_{x,max,sl} \cdot \sqrt{1 - \left(i / f_{x,max,sl} \right)^2} \quad \text{Equação 3.3}$$

3.2.1 Fator de atrito lateral máximo disponível

A escolha dos valores limites de aderência longitudinal e lateral, para a aplicação da Equação 3.3, poderia ser feita com dados de HARWOOD et al. (2003) ou de BONNESON (2000). Os fatores de atrito lateral de HARWOOD et al. (2003, p. 107) são menores (vide Tabela 2.9) pois correspondem aos valores conservadores adotados para projeto. Além disso, para avaliar o limite para tombamento, seria relevante também a operação em pavimento seco, onde os fatores de atrito são ainda maiores que os adotados mesmo por BONNESON (2000).

Outro aspecto a considerar é a simplificação adotada por BONNESON (2000), de que os fatores de atrito de pico, longitudinal e lateral, são aproximadamente iguais, como anteriormente visto.

Por este motivo, serão utilizados os valores de limite de escorregamento transformados para fator de pico como feito por BONNESON (2000, p. 92), e que constam da Tabela 2.14 anterior, mas aplicada a relação entre os fatores de atrito de

pico lateral e longitudinal proposta por LAMM et al. (1999, p. 10.21). Incorporando o efeito da aceleração em aclave / frenagem em declive, os fatores de atrito lateral disponíveis são obtidos com as equações 3.2 e 3.3, conforme apresentado na Tabela 3.2 para automóveis, e na Tabela 3.3 para veículos pesados.

Tab. 3.2: Fator de atrito lateral máximo disponível ($f_{y\max,sl}^*$) para automóveis, considerando elipse de aderência e greide.

V km/h	$f_{x,max,sl}$ Autos Bonneson, 2000	Fator de Atrito Lateral Máximo ($f_{y\max,sl}^*$) – AUTOMÓVEIS									
		Equação 3.3 (elipse aderência + greide) com ($f_{y\max} = 0,925 f_{x\max}$)									
		$i = +/- 4\%$		$i = +/- 6\%$		$i = +/- 8\%$		$i = +/- 10\%$		$i = +/- 12\%$	
		$f_{y\max,sl}^*$	Var.%	$f_{y\max,sl}^*$	Var.%	$f_{y\max,sl}^*$	Var.%	$f_{y\max,sl}^*$	Var.%	$f_{y\max,sl}^*$	Var.%
30	0,79	0,73	-7,8%	0,73	-8,1%	0,72	-8,6%	0,72	-9,2%	0,71	-9,9%
40	0,74	0,68	-7,8%	0,68	-8,2%	0,67	-8,8%	0,67	-9,5%	0,66	-10,4%
50	0,69	0,64	-7,9%	0,63	-8,4%	0,63	-9,0%	0,62	-9,9%	0,61	-11,0%
60	0,65	0,60	-8,0%	0,59	-8,5%	0,59	-9,4%	0,58	-10,4%	0,57	-11,8%
70	0,60	0,55	-8,1%	0,55	-8,8%	0,54	-9,8%	0,53	-11,1%	0,52	-12,8%
80	0,58	0,53	-8,1%	0,53	-9,0%	0,52	-10,1%	0,51	-11,6%	0,50	-13,5%
90	0,57	0,52	-8,2%	0,52	-9,0%	0,51	-10,3%	0,50	-11,8%	0,49	-13,8%
100	0,55	0,50	-8,3%	0,50	-9,2%	0,49	-10,6%	0,48	-12,4%	0,47	-14,7%

Tab. 3.3: Fator de atrito lateral máximo disponível ($f_{y\max,sl}^*$) para veículo pesado, considerando elipse de aderência e greide.

V km/h	$f_{x,max,sl}$ Veic. Pesado Bonneson, 2000	Fator de Atrito Lateral Máximo ($f_{y\max,sl}^*$) – VEÍCULO PESADO									
		Obtido da Equação 3.3 (elipse de aderência + greide)									
		$i = +/- 4\%$		$i = +/- 6\%$		$i = +/- 8\%$		$i = +/- 10\%$		$i = +/- 12\%$	
		$f_{y\max,sl}^*$	Var.%	$f_{y\max,sl}^*$	Var.%	$f_{y\max,sl}^*$	Var.%	$f_{y\max,sl}^*$	Var.%	$f_{y\max,sl}^*$	Var.%
30	0,54	0,50	-7,8%	0,50	-8,1%	0,49	-8,6%	0,49	-9,2%	0,49	-9,9%
40	0,49	0,45	-7,8%	0,45	-8,2%	0,45	-8,8%	0,44	-9,5%	0,44	-10,4%
50	0,45	0,41	-7,9%	0,41	-8,4%	0,41	-9,0%	0,41	-9,9%	0,40	-11,0%
60	0,41	0,38	-8,0%	0,37	-8,5%	0,37	-9,4%	0,37	-10,4%	0,36	-11,8%
70	0,37	0,34	-8,1%	0,34	-8,8%	0,33	-9,8%	0,33	-11,1%	0,32	-12,8%
80	0,35	0,32	-8,1%	0,32	-9,0%	0,31	-10,1%	0,31	-11,6%	0,30	-13,5%
90	0,33	0,30	-8,2%	0,30	-9,0%	0,30	-10,3%	0,29	-11,8%	0,28	-13,8%
100	0,31	0,28	-8,3%	0,28	-9,2%	0,28	-10,6%	0,27	-12,4%	0,26	-14,7%

Os fatores de atrito lateral máximo disponível ($f_{disp\max} = f_{y\max,sl}^*$) indicados nas Tabelas 3.2 e 3.3 são valores limite de aderência, considerando o efeito

do greide (elipse de aderência). Os resultados indicam que:

- ✓ É pequena a redução do fator de atrito lateral máximo ($f_{y \max,sl}^*$) em decorrência da variação do greide na faixa de 4% a 12%. Isso decorre, basicamente, da reduzida frenagem/aceleração necessária para a manutenção da velocidade em curvas com greide.
- ✓ O valor do fator de atrito lateral máximo ($f_{y \max,sl}^*$) é fortemente dependente da velocidade, diminuindo com o aumento da velocidade.
- ✓ Os valores do fator de atrito lateral máximo disponível são iguais, para greides ascendentes e descendentes, fato que decorre da equação da elipse.
- ✓ O comprometimento do fator de atrito lateral disponível, em decorrência da reduzida frenagem / aceleração necessária para a manutenção da velocidade em curvas com greide, cresce com o aumento do greide e com o aumento da velocidade de projeto da curva horizontal.
- ✓ Para a mesma situação (mesmos valores de velocidade de projeto e greide), é a mesma a redução percentual do fator de atrito lateral máximo disponível para automóveis e caminhões.
- ✓ Grande parte da redução do (f_{disp}) decorre do fator (0,925) que multiplica a equação da elipse (LAMM et al., 1999, p. 10.21). Para greides até 6%, descontada a redução devida ao fator (0,925), a redução devido exclusivamente ao greide é muito pequena, da ordem de 2%, sendo negligenciável (DUNLAP et al., 1978 apud BONNESON, 2000, p. 91).
- ✓ Para greides maiores (entre 8% e 12%) essa redução pode atingir até por volta de 8% (conforme aumentam a velocidade e o greide), e somada ao fator (0,925) de LAMM et al. (1999, p. 10.21), essa redução pode alcançar até 14,7%, para a associação desfavorável de velocidade elevada (100km/h) e forte greide (12%), admitida pelo DNER (1999, p. 71) e pelo *Green Book* (AASHTO, 2004, p. 147).

Deve-se lembrar que as Tabelas 3.2 e 3.3 apresentam a redução do atrito lateral máximo disponível decorrente da frenagem/aceleração, necessária para manutenção da velocidade constante do veículo em curva com greide. Não se pode aplicar desaceleração ou aceleração maior que ($a_x = i.g$) para o cálculo do raio mínimo da curva, posto que isso implicaria em variação do módulo da velocidade, contrariando a condição de estado estático, premissa de todos os modelos considerados.

Assim, não será analisada a frenagem para ajustamento de velocidade, que no caso de manobra evasiva não emergencial tem módulo de $(2,79 \text{ m/s}^2)^{12}$, que equivale a $(0,28.g)$, ou seja, equivalente a um greide de 28% (se isso fosse possível). Uma reserva mínima de atrito para frenagem poderia ser incorporada na imposição de uma margem mínima de segurança (como nos critérios europeus).

3.2.2 Margens de segurança *MS* ao escorregamento

Os fatores de atrito lateral máximo disponível ($f_{disp\ máx}$) são valores limite de aderência, que não podem ser usados como fatores de projeto. Os fatores para projeto e determinação do raio mínimo da curva são aqueles fornecidos pelos critérios usuais de projeto (*Green Book* 2004, DNIT 1999, entre outros), os quais contam com margem de segurança adequada para que os escorregamentos e acidentes decorrentes não ocorram.

A margem de segurança (*MS*) para o escorregamento é dada pela diferença entre o fator de atrito lateral máximo disponível ($f_{disp\ max}$) e o atrito demandado (f_{dem}) resultando ($MS = f_{disp\ max} - f_{dem}$).

Porém, para melhor comparação das margens de segurança a serem calculadas (para automóveis e veículos pesados) com as margens de segurança inicialmente supostas pelos manuais de projeto *Green Book* 2004 e DNIT (2005) /

¹² Exemplo de valor de frenagem de projeto para ajustamento de velocidade, estabelecido pelo Manual Brasileiro de Sinalização de Trânsito – Volume I – Sinalização de Regulamentação, CONTRAN (BRASIL, 2005, p. 41;43).

DNER (1999), todas as margens serão apresentadas como margens relativas (%), expressas com relação ao fator de atrito lateral máximo disponível ($f_{disp\ max}$).

$$MS = \frac{(f_{disp\ max} - f_{dem})}{f_{disp\ max}} \cdot 100\%$$

Equação 3.4

As Tabelas 3.2 e 3.3 anteriormente apresentadas, fornecem os fatores de atrito lateral máximo disponível ($f_{disp\ max}$) para as curvas horizontais com greide.

Os valores de (f_{dem}), e conseqüentemente as margens de segurança ao escorregamento, serão a seguir calculadas para duas situações distintas: sem excesso de velocidade (item 3.2.2.1); e com excesso de velocidade (item 3.2.2.2).

3.2.2.1 Margem de segurança MS ao escorregamento – sem excesso de velocidade

Para determinar os valores de (f_{dem}), BONNESON (2000, p. 91) explicita o fator de atrito demandado na equação do equilíbrio de ponto de massa em curva, considerando o fator de sobre-esterçamento e o fator veículo, e sem considerar o fator excesso de velocidade, tal como segue:

$$f_{dem} = f_{y,D} = b_v \left(b_s \cdot \frac{v^2}{g \cdot R} - e \right)$$

Equação 2.25
novamente transcrita

Onde:

b_v = fator veículo: 1 para automóveis; 1,1 para caminhões (McADAM et al., 1985 apud HARWOOD et al., 2003, p. 105)

b_s = 1,15 = fator de sobre-esterçamento (BONNESON, 2000, combinando resultado de GLENNON e WEAVER, 1972, e MacADAM et al, 1985).

e = superelevação da curva

R = raio da curva horizontal

v = velocidade do veículo

Na medida em que interessam as margens de segurança verificadas nas curvas de raio mínimo, para a elaboração dos cálculos e tabelas seguintes, sempre foi considerada a velocidade do veículo como sendo a velocidade de projeto da curva ($v = V_p$), e o raio como sendo o raio mínimo da curva ($R = R_{min}$), implicando em que a superelevação é a máxima ($e = e_{max}$), assim como o fator de atrito ($f = f_{max}$). As condições impostas permitem assim calcular (f_{dem}), tanto para automóveis como para veículos pesados, a partir da Equação 2.25 (BONNISON, 2000), com ($e_{max} + f_{max} = V_T^2 / g \cdot R_{min}$), o que resulta:

$$f_{dem} = b_v \cdot b_s \cdot f_{max} + b_v \cdot e_{max} \cdot (b_s - 1)$$

Sendo ($b_s = 1,15$), tem-se:

$$f_{dem} = 1,15 \cdot b_v \cdot f_{max} + 0,15 \cdot b_v \cdot e_{max}$$

Equação 3.5

Onde:

b_v = fator veículo: 1 para automóveis; 1,1 para caminhões

e_{max} = superelevação máxima da curva de raio mínimo

f_{max} = fator de atrito máximo da curva de raio mínimo

Com os valores de ($f_{disp\ max}$) e de (f_{dem}), com a Equação 3.4, foram obtidas as margens de segurança ao escorregamento (MS) para automóveis e veículos pesados.

Considerando que é mínima a variação do ($f_{disp} = f_{y\ max,sl}^*$) com o greide, conforme mostram as Tabelas 3.2 (automóveis) e 3.3 (veículos pesados),

Para varrer o amplo espectro de possibilidades de combinação de superelevação e (afetando f_{dem}) e do greide i (afetando $f_{y\ max,sl}^*$), sem gerar múltiplas tabelas sem variação significativa dos resultados numéricos, as margens de segurança calculadas nas Tabelas 3.5 e 3.6 a seguir apresentam valores de greide numericamente iguais à superelevação ($i = e$). Isso impôs que curvas de maior superelevação tenham maiores greides, o que corresponde a relevos montanhosos e

em ramos de interseções (ambas as situações críticas para escorregamento). E corresponde também às situações de melhor padrão de projeto, com valores reduzidos de greide e superelevação.

Para o cálculo das margens de segurança ao escorregamento em curvas de raio mínimo, foram utilizados os valores de (f_{max}) do *Green Book* (2004) e do DNIT (2005)/DNER (1999) (valendo os fatores de atrito do DNIT até 60 km/h, e do DNER acima dessa velocidade), e os resultados são apresentados nas Tabelas 3.5 e 3.6 adiante mostradas.

Para comparação das margens de segurança ao escorregamento das Tabelas 3.5 e 3.6 com as margens inicialmente supostas pelos manuais de projeto considerados *Green Book* 2004 e DNIT/DNER (não sensíveis aos veículos pesados nem ao greide), foi elaborada a Tabela 4, com as margens de segurança considerando os fatores de atrito laterais máximos para automóveis extraídos da Tabela 2.6.

Tab. 3.4: Margens de segurança (MS) ao escorregamento inicialmente supostas pelos métodos *Green Book* 2004 e DNER/DNIT.

Fatores de Atrito lateral e Margem de Segurança	Velocidade de Projeto [km/h]							
	30	40	50	60	70	80	90	100
$f_{x,max,sl}$ BONNESON (2000, p. 92)	0,79	0,74	0,69	0,65	0,60	0,58	0,57	0,55
$0,925.f_{x,max,sl}$ BONNESON	0,73	0,68	0,64	0,60	0,56	0,54	0,53	0,51
f_{max} <i>Green Book</i> 2004	0,28	0,23	0,19	0,17	0,15	0,14	0,13	0,12
MS <i>Green Book</i> 2004 (%)	62%	66%	70%	72%	73%	74%	75%	76%
f_{max} DNIT / DNER	0,28	0,23	0,19	0,17	0,15	0,14	0,14	0,13
MS DNIT/ DNER(%)	62%	66%	70%	72%	73%	74%	73%	74%

A Tabela 3.5 apresenta as margens de segurança (MS) ao escorregamento de automóveis em curvas de raio mínimo utilizando (f_{max}) do *Green Book* 2004 (Tabela 3.5.a) e (f_{max}) do DNIT/DNER (Tabela 3.5.b).

Tab. 3.5.a: Margens de Segurança (*MS*) para escorregamento de automóveis em curvas de raio mínimo do *Green Book* 2004.

V km/h	Superelevação (e%) afetando (f _{dem auto})														
	Greide (i%) afetando (f* _{y max, sl})														
	4%			6%			8%			10%			12%		
	f* _{y max,sl}	f _{dem auto}	MS	f* _{y max,sl}	f _{dem auto}	MS	f* _{y max,sl}	f _{dem auto}	MS	f* _{y max,sl}	f _{dem auto}	MS	f* _{y max,sl}	f _{dem auto}	MS
30	0,73	0,33	55%	0,73	0,33	55%	0,72	0,33	54%	0,72	0,34	53%	0,71	0,34	52%
40	0,68	0,27	60%	0,68	0,27	60%	0,67	0,28	58%	0,67	0,28	58%	0,66	0,28	58%
50	0,64	0,22	66%	0,63	0,23	63%	0,63	0,23	63%	0,62	0,23	63%	0,61	0,24	61%
60	0,60	0,20	67%	0,59	0,20	66%	0,59	0,21	64%	0,58	0,21	64%	0,57	0,21	63%
70	0,55	0,18	67%	0,55	0,18	67%	0,54	0,18	67%	0,53	0,19	64%	0,52	0,19	63%
80	0,53	0,17	68%	0,53	0,17	68%	0,52	0,17	67%	0,51	0,18	65%	0,50	0,18	64%
90	0,52	0,16	69%	0,52	0,16	69%	0,51	0,16	69%	0,50	0,16	68%	0,49	0,17	65%
100	0,50	0,14	72%	0,50	0,15	70%	0,49	0,15	69%	0,48	0,15	69%	0,47	0,16	66%

Tab. 3.5.b: Margens de segurança (*MS*) para escorregamento de automóveis em curva superelevada com greide, com (f_{max}) do DNIT/DNER.

V km/h	Superelevação (e%) afetando (f _{dem auto})														
	Greide (i%) afetando (f* _{y max, sl})														
	4%			6%			8%			10%			12%		
	f* _{y max,sl}	f _{dem auto}	MS	f* _{y max,sl}	f _{dem auto}	MS	f* _{y max,sl}	f _{dem auto}	MS	f* _{y max,sl}	f _{dem auto}	MS	f* _{y max,sl}	f _{dem auto}	MS
30	0,73	0,33	55%	0,73	0,33	55%	0,72	0,33	54%	0,72	0,34	53%	0,71	0,34	52%
40	0,68	0,27	60%	0,68	0,27	60%	0,67	0,28	58%	0,67	0,28	58%	0,66	0,28	58%
50	0,64	0,22	66%	0,63	0,23	63%	0,63	0,23	63%	0,62	0,23	63%	0,61	0,24	61%
60	0,60	0,20	67%	0,59	0,20	66%	0,59	0,21	64%	0,58	0,21	64%	0,57	0,21	63%
70	0,55	0,18	67%	0,55	0,18	67%	0,54	0,18	67%	0,53	0,19	64%	0,52	0,19	63%
80	0,53	0,17	68%	0,53	0,17	68%	0,52	0,17	67%	0,51	0,18	65%	0,50	0,18	64%
90	0,52	0,17	67%	0,52	0,17	67%	0,51	0,17	67%	0,50	0,18	64%	0,49	0,18	63%
100	0,50	0,16	68%	0,50	0,16	68%	0,49	0,16	67%	0,48	0,16	67%	0,47	0,17	64%

A análise das margens de segurança ao ESCORREGAMENTO DE AUTOMÓVEIS em curvas horizontais superelevadas, considerando a elipse de aderência e o greide, apresentada na Tabela 3.5 permite afirmar que:

- ✓ A redução relativa das margens de segurança ao escorregamento de automóveis em curvas, devido ao efeito do greide (elipse de aderência) varia na faixa entre 7,8% e 14,7%, e não impede que continue generosa a margem de segurança remanescente para automóveis, não sendo, portanto, motivo de preocupação adicional como eventual causa de acidentes.
- ✓ São iguais as margens de segurança ao escorregamento para curvas de

baixa e média velocidade de projeto do Green Book 2004 e do DNIT/DNER. Pequena diferença existe apenas para curvas de maior velocidade de projeto (90 e 100 km/h).

- ✓ As margens de segurança absolutas para automóveis são bastante folgadas, variando segundo a velocidade de projeto, entre 52% e 72% para os valores de (f_{max}) do *Green Book* (2004), e entre 52% e 68% para os valores de (f_{max}) do DNIT/ DNER. As margens são menores para as velocidades menores.
- ✓ Para uma dada velocidade de projeto, a margem de segurança ao escorregamento é menor para curvas com maior superelevação.

De modo semelhante, a Tabela 3.6 apresenta as margens de segurança (MS) ao escorregamento de veículos pesados em curvas de raio mínimo utilizando (f_{max}) do *Green Book* 2004 (Tabela 3.6.a) e (f_{max}) do DNIT/DNER (Tabela 3.6.b). Foi efetuada dupla correção ao (f_{max}), pois além do multiplicador ($I,15$) devido ao sobre-esterçamento, também se considerou o fator ($I,1$) devido à maior demanda de atrito lateral dos caminhões.

Tab. 3.6.a: Margens de segurança (MS) para escorregamento de veículo pesado em curva superelevada com greide, com (f_{max}) do *Green Book* 2004.

V km/h	Superelevação (e%) afetando (f_{dem} auto)														
	Greide (i%) afetando (f^*y max, sl)														
	4%			6%			8%			10%			12%		
	f^*y max,sl	f_{dem} auto	MS	f^*y max,sl	f_{dem} auto	MS	f^*y max,sl	f_{dem} auto	MS	f^*y max,sl	f_{dem} auto	MS	f^*y max,sl	f_{dem} auto	MS
30	0,50	0,36	28%	0,50	0,36	28%	0,49	0,37	24%	0,49	0,37	24%	0,49	0,37	24%
40	0,45	0,30	33%	0,45	0,30	33%	0,45	0,30	33%	0,44	0,31	30%	0,44	0,31	30%
50	0,41	0,25	39%	0,41	0,25	39%	0,41	0,25	39%	0,41	0,26	37%	0,40	0,26	35%
60	0,38	0,22	42%	0,37	0,22	41%	0,37	0,23	38%	0,37	0,23	38%	0,36	0,23	36%
70	0,34	0,20	41%	0,34	0,20	41%	0,33	0,20	39%	0,33	0,21	36%	0,32	0,21	34%
80	0,32	0,18	44%	0,32	0,19	41%	0,31	0,19	39%	0,31	0,19	39%	0,30	0,20	33%
90	0,30	0,17	43%	0,30	0,17	43%	0,30	0,18	40%	0,29	0,18	38%	0,28	0,18	36%
100	0,28	0,16	43%	0,28	0,16	43%	0,28	0,17	39%	0,27	0,17	37%	0,26	0,17	35%

Tab. 3.6.b: Margens de segurança (MS) para escorregamento de veículo pesado em curva superelevada com greide, com (f_{max}) do DNIT/DNER.

V km/h	Superelevação (e%) afetando (f_{dem} auto)														
	Greide (i%) afetando ($f^*y_{max,sl}$)														
	4%			6%			8%			10%			12%		
	$f^*y_{max,sl}$	f_{dem} auto	MS	$f^*y_{max,sl}$	f_{dem} auto	MS	$f^*y_{max,sl}$	f_{dem} auto	MS	$f^*y_{max,sl}$	f_{dem} auto	MS	$f^*y_{max,sl}$	f_{dem} auto	MS
30	0,50	0,36	28%	0,50	0,36	28%	0,49	0,37	24%	0,49	0,37	24%	0,49	0,37	24%
40	0,45	0,30	33%	0,45	0,30	33%	0,45	0,30	33%	0,44	0,31	30%	0,44	0,31	30%
50	0,41	0,25	39%	0,41	0,25	39%	0,41	0,25	39%	0,41	0,26	37%	0,40	0,26	35%
60	0,38	0,22	42%	0,37	0,22	41%	0,37	0,23	38%	0,37	0,23	38%	0,36	0,23	36%
70	0,34	0,20	41%	0,34	0,20	41%	0,33	0,20	39%	0,33	0,21	36%	0,32	0,21	34%
80	0,32	0,18	44%	0,32	0,19	41%	0,31	0,19	39%	0,31	0,19	39%	0,30	0,20	33%
90	0,30	0,18	40%	0,30	0,19	37%	0,30	0,19	37%	0,29	0,19	34%	0,28	0,20	29%
100	0,28	0,17	39%	0,28	0,17	39%	0,28	0,18	36%	0,27	0,18	33%	0,26	0,18	31%

A análise das margens de segurança ao ESCORREGAMENTO DE VEÍCULOS PESADOS em curvas horizontais superelevadas, considerando a elipse de aderência e o greide, apresentadas na Tabela 3.6, permite afirmar que:

- ✓ É de apenas 24% a margem de segurança ao escorregamento de veículos pesados nas curvas de raio mínimo de velocidade de projeto igual a 30 km/h, com máximo greide e superelevação. A margem aumenta com o aumento da velocidade de projeto e a diminuição do greide e da superelevação.
- ✓ São iguais as margens de segurança ao escorregamento para curvas de baixa e média velocidade de projeto do Green Book 2004 e do DNIT/DNER. Pequena diferença existe apenas para curvas de maior velocidade de projeto (90 e 100 km/h).
- ✓ As margens de segurança absolutas para escorregamento de veículos pesados são menores que as dos automóveis, variando entre 24% e 43% (AASHTO, 2004), e entre 24% e 39% (DNIT, 2005; DNER, 1999).
- ✓ Desconsiderando a pequena perturbação decorrente do aumento dos (f_{max} DNER) para velocidades de 90 km/h e 100 km/h, pode-se dizer que a margem de segurança é maior para as velocidades maiores.
- ✓ Para uma dada velocidade de projeto, a margem de segurança ao escorregamento é menor para curvas com maior superelevação.

A Figura 3.1 a seguir permite a visualização comparada das margens de segurança ao escorregamento para automóveis e veículos pesados, em curvas horizontais superelevadas com greide (considerado $i = 8\%$), para diferentes velocidades de projeto.

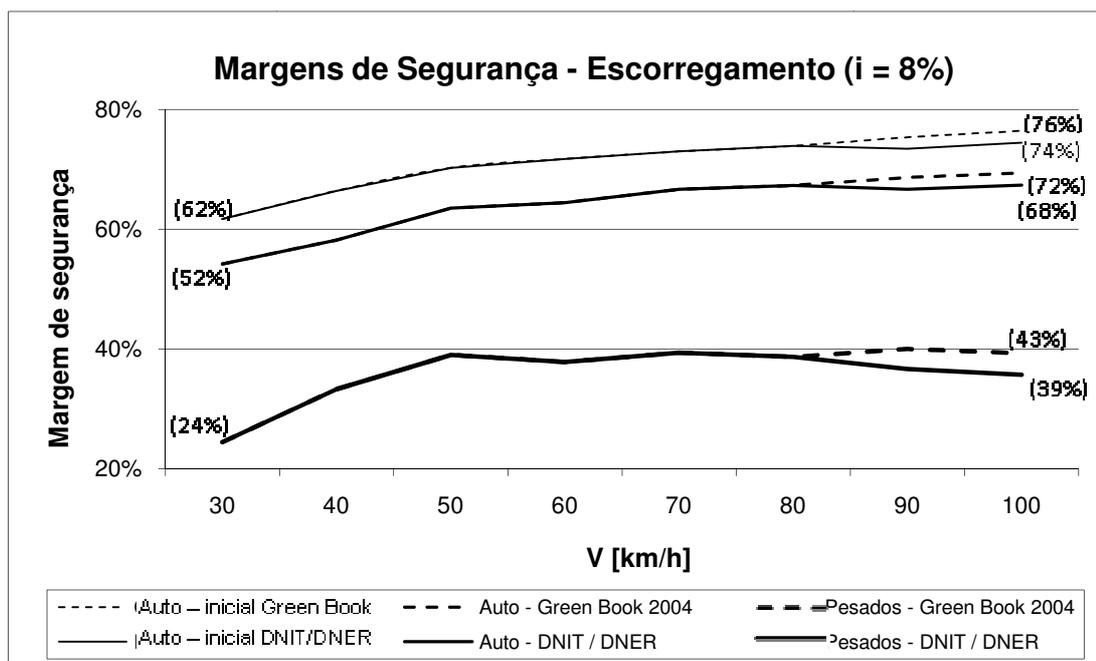


Fig. 3.1: Margens de segurança (MS) ao escorregamento em curvas horizontais com greide ($i = 8\%$) e sobre-esterçamento, sem o efeito do excesso de velocidade.

Também são mostradas na Figura 3.1 as margens de segurança inicialmente supostas pelos critérios *Green Book* (AASHTO, 2004) e DNIT (2005) / DNER (1999), considerando os valores de atrito lateral de projeto (Tabela 3.4).

Os valores indicados entre parênteses na Figura 3.1 mostram a faixa de variação da margem de segurança, entre o máximo para ($e = 4\%$) e o mínimo para ($e = 12\%$; $i = 12\%$), conforme Tabelas 3.4, 3.5 e 3.6. Nota-se que as margens de segurança para escorregamento foram muito reduzidas para veículos pesados, mormente em curvas de menor velocidade de projeto, enquanto que para automóveis persistem ainda generosas margens de segurança ao escorregamento, independentemente da velocidade de projeto considerada.

3.2.2.2 Margem de segurança ao escorregamento – com excesso de velocidade

Com o fator ($b_{\Delta v}$) determinado, a Equação 2.25 pode ser reformulada para contemplar o efeito do excesso de velocidade. Considerando somente curvas de raio mínimo, a velocidade do veículo é a velocidade de projeto da curva ($v = V_p$), e o raio como sendo o raio mínimo da curva ($R = R_{min}$), implicando em que a superelevação é a máxima ($e = e_{max}$), assim como o fator de atrito ($f = f_{max}$). As condições impostas permitem calcular (f_{dem}), tanto para automóveis como para veículos pesados, inserindo o fator ($b_{\Delta v}$) na Equação 2.25 (BONNESON, 2000).

Sendo ($e_{max} + f_{max} = V_T^2 / g \cdot R_{min}$), então:

$$e_{max} + f_{max} = V_T^2 / g \cdot R_{min}$$

$$b_{\Delta v} \cdot (e_{max} + f_{max}) = b_{\Delta v} \cdot (V_T^2 / g \cdot R_{min})$$

Substituindo na Equação 2.25 resulta:

$$f_{dem} = b_v \cdot [b_s \cdot b_{\Delta v} \cdot (f_{max} + e_{max}) - e_{max}]$$

$$f_{dem} = b_v \cdot b_s \cdot b_{\Delta v} \cdot f_{max} + b_v \cdot b_s \cdot b_{\Delta v} \cdot e_{max} - b_v \cdot e_{max}$$

$$f_{dem} = b_v \cdot b_s \cdot b_{\Delta v} \cdot f_{max} + b_v \cdot e_{max} (b_s \cdot b_{\Delta v} - 1)$$

Sendo ($b_s = 1,15$), tem-se:

$$f_{dem} = 1,15 \cdot b_v \cdot b_{\Delta v} \cdot f_{max} + b_v \cdot e_{max} (1,15 \cdot b_{\Delta v} - 1)$$

Equação 3.6

Onde:

b_v = fator veículo: 1 para automóveis; 1,1 para caminhões

$b_s = 1,15$ = fator de sobre-esterçamento

$b_{\Delta v}$ = fator de ajuste devido ao excesso de velocidade

e_{max} = superelevação máxima da curva de raio mínimo

f_{max} = fator de atrito máximo da curva de raio mínimo

Assim, tendo obtido a formulação de ($f_{disp\ max}$) e de (f_{dem}), a Equação 3.4 fornece as margens de segurança (MS) para escorregamento, agora contemplando o fator excesso de velocidade.

Tal como efetuado para a obtenção das margens de segurança sem excesso de velocidade, e pelas mesmas razões (evitar multiplicidade de tabelas dada a mínima variação de $f_{y\ max,sl}^*$ com o greide), agora novamente serão adotados os mesmos valores de greide e de superelevação para o cálculo das margens de segurança.

Foram utilizados os valores de (f_{max}) do *Green Book* (2004) e do DNIT (2005)/DNER (1999) (valendo os fatores de atrito do DNIT até 60 km/h, e do DNER acima dessa velocidade), e com isso foram calculadas as respectivas margens de segurança.

A Tabela 3.7 a seguir apresenta as margens de segurança (MS) ao escorregamento de automóveis em curvas de raio mínimo, com excesso de velocidade, utilizando (f_{max}) do *Green Book* 2004 (Tabela 3.7.a) e (f_{max}) do DNIT/DNER (Tabela 3.7.b).

Tab. 3.7.a: Margens de segurança (MS) para escorregamento de automóveis em curva superelevada com greide e ($b_{\Delta v}$), (f_{max}) do *Green Book* 2004.

V km/h	Superelevação (e%) afetando (f_{dem} auto)														
	Greide (i%) afetando ($f_{y\ max,sl}^*$)														
	4%			6%			8%			10%			12%		
	$f_{y\ max,sl}^*$	f_{dem} auto	MS	$f_{y\ max,sl}^*$	f_{dem} auto	MS	$f_{y\ max,sl}^*$	f_{dem} auto	MS	$f_{y\ max,sl}^*$	f_{dem} auto	MS	$f_{y\ max,sl}^*$	f_{dem} auto	MS
30	0,73	0,52	29%	0,73	0,53	27%	0,72	0,55	24%	0,72	0,56	22%	0,71	0,57	20%
40	0,68	0,39	43%	0,68	0,40	41%	0,67	0,41	39%	0,67	0,42	37%	0,66	0,44	33%
50	0,64	0,30	53%	0,63	0,31	51%	0,63	0,32	49%	0,62	0,33	47%	0,61	0,34	44%
60	0,60	0,26	57%	0,59	0,27	54%	0,59	0,28	53%	0,58	0,29	50%	0,57	0,29	49%
70	0,55	0,22	60%	0,55	0,23	58%	0,54	0,24	56%	0,53	0,25	53%	0,52	0,26	50%
80	0,53	0,20	62%	0,53	0,21	60%	0,52	0,22	58%	0,51	0,23	55%	0,50	0,23	54%
90	0,52	0,19	63%	0,52	0,19	63%	0,51	0,20	61%	0,50	0,21	58%	0,49	0,21	57%
100	0,50	0,17	66%	0,50	0,18	64%	0,49	0,18	63%	0,48	0,19	60%	0,47	0,19	60%

Tab. 3.7.b: Margens de segurança (MS) para escorregamento de automóveis em curva superelevada com greide e ($b_{\Delta v}$), (f_{max}) do DNIT/DNER.

V km/h	Superelevação (e%) afetando (f_{dem} auto)														
	Greide (i%) afetando ($f^{*y}_{max, sl}$)														
	4%			6%			8%			10%			12%		
	$f^{*y}_{max, sl}$	f_{dem} auto	MS	$f^{*y}_{max, sl}$	f_{dem} auto	MS	$f^{*y}_{max, sl}$	f_{dem} auto	MS	$f^{*y}_{max, sl}$	f_{dem} auto	MS	$f^{*y}_{max, sl}$	f_{dem} auto	MS
30	0,73	0,52	29%	0,73	0,53	27%	0,72	0,55	24%	0,72	0,56	22%	0,71	0,57	20%
40	0,68	0,39	43%	0,68	0,40	41%	0,67	0,41	39%	0,67	0,42	37%	0,66	0,44	33%
50	0,64	0,30	53%	0,63	0,31	51%	0,63	0,32	49%	0,62	0,33	47%	0,61	0,34	44%
60	0,60	0,26	57%	0,59	0,27	54%	0,59	0,28	53%	0,58	0,29	50%	0,57	0,29	49%
70	0,55	0,22	60%	0,55	0,23	58%	0,54	0,24	56%	0,53	0,25	53%	0,52	0,26	50%
80	0,53	0,20	62%	0,53	0,21	60%	0,52	0,22	58%	0,51	0,23	55%	0,50	0,23	54%
90	0,52	0,20	62%	0,52	0,21	60%	0,51	0,21	59%	0,50	0,22	56%	0,49	0,23	53%
100	0,50	0,18	64%	0,50	0,19	62%	0,49	0,20	59%	0,48	0,20	58%	0,47	0,21	55%

A análise das margens de segurança ao ESCORREGAMENTO DE AUTOMÓVEIS em curvas horizontais superelevadas, considerando greide, sobre-esterçamento e excesso de velocidade, apresentadas na Tabela 3.7 mostra que:

- ✓ As margens de segurança absolutas para automóveis foram muito reduzidas, considerando o efeito conjunto do excesso de velocidade e do sobre-esterçamento, variando segundo a velocidade de projeto, entre 20% e 66% para os valores de (f_{max}) do *Green Book* (2004), e entre 20% e 64% para os valores de (f_{max}) do DNIT/ DNER.
- ✓ As margens são menores para as velocidades menores e menores superelevações.
- ✓ Para uma dada velocidade de projeto, a margem de segurança ao escorregamento é menor para curvas com maior superelevação.
- ✓ São iguais as margens de segurança ao escorregamento para curvas de baixa e média velocidade de projeto do *Green Book* 2004 e do DNIT/DNER. Pequena diferença existe apenas para curvas de maior velocidade de projeto (90 e 100 km/h).

A Tabela 3.8 a seguir apresenta as margens de segurança (MS) ao escorregamento de veículos pesados em curvas de raio mínimo, com excesso de velocidade, utilizando (f_{max}) do *Green Book* 2004 (Tabela 3.8.a) e (f_{max}) do

DNIT/DNER (Tabela 3.8.b). Deve-se atentar para a correção aplicada ao (f_{max}), pois devido à maior demanda de atrito dos caminhões será aplicado fator ($b_v = 1,1$), além do usual fator de sobre-esterçamento.

Tab. 3.8.a: Margens de segurança (MS) para escorregamento de veículo pesado em curva superelevada com greide e ($b_{\Delta v}$), (f_{max}) do *Green Book* 2004.

V km/h	Superelevação (e%) afetando (f _{dem auto})														
	Greide (i%) afetando (f*y max, sl)														
	4%			6%			8%			10%			12%		
	f*y max,sl	f _{dem auto}	MS	f*y max,sl	f _{dem auto}	MS	f*y max,sl	f _{dem auto}	MS	f*y max,sl	f _{dem auto}	MS	f*y max,sl	f _{dem auto}	MS
30	0,50	0,57	-14%	0,50	0,58	-16%	0,49	0,60	-22%	0,49	0,62	-27%	0,49	0,63	-29%
40	0,45	0,43	4%	0,45	0,44	2%	0,45	0,45	0%	0,44	0,47	-7%	0,44	0,48	-9%
50	0,41	0,33	20%	0,41	0,34	17%	0,41	0,35	15%	0,41	0,36	12%	0,40	0,37	8%
60	0,38	0,29	24%	0,37	0,29	22%	0,37	0,30	19%	0,37	0,31	16%	0,36	0,32	11%
70	0,34	0,25	26%	0,34	0,26	24%	0,33	0,26	21%	0,33	0,27	18%	0,32	0,28	13%
80	0,32	0,22	31%	0,32	0,23	28%	0,31	0,24	23%	0,31	0,25	19%	0,30	0,26	13%
90	0,30	0,21	30%	0,30	0,21	30%	0,30	0,22	27%	0,29	0,23	21%	0,28	0,23	18%
100	0,28	0,19	32%	0,28	0,19	32%	0,28	0,20	29%	0,27	0,21	22%	0,26	0,21	19%

Tab. 3.8.b: Margens de segurança (MS) para escorregamento de veículo pesado em curva superelevada com greide e ($b_{\Delta v}$), (f_{max}) do DNIT/DNER.

V km/h	Superelevação (e%) afetando (f _{dem auto})														
	Greide (i%) afetando (f*y max, sl)														
	4%			6%			8%			10%			12%		
	f*y max,sl	f _{dem auto}	MS	f*y max,sl	f _{dem auto}	MS	f*y max,sl	f _{dem auto}	MS	f*y max,sl	f _{dem auto}	MS	f*y max,sl	f _{dem auto}	MS
30	0,50	0,57	-14%	0,50	0,58	-16%	0,49	0,60	-22%	0,49	0,62	-27%	0,49	0,63	-29%
40	0,45	0,43	4%	0,45	0,44	2%	0,45	0,45	0%	0,44	0,47	-7%	0,44	0,48	-9%
50	0,41	0,33	20%	0,41	0,34	17%	0,41	0,35	15%	0,41	0,36	12%	0,40	0,37	8%
60	0,38	0,29	24%	0,37	0,29	22%	0,37	0,30	19%	0,37	0,31	16%	0,36	0,32	11%
70	0,34	0,25	26%	0,34	0,26	24%	0,33	0,26	21%	0,33	0,27	18%	0,32	0,28	13%
80	0,32	0,22	31%	0,32	0,23	28%	0,31	0,24	23%	0,31	0,25	19%	0,30	0,26	13%
90	0,30	0,22	27%	0,30	0,23	23%	0,30	0,23	23%	0,29	0,24	17%	0,28	0,25	11%
100	0,28	0,20	29%	0,28	0,21	25%	0,28	0,21	25%	0,27	0,22	19%	0,26	0,23	12%

Segue a análise das margens de segurança ao ESCORREGAMENTO DE VEÍCULOS PESADOS da Tabela 3.8, para curvas horizontais superelevadas, considerando greide, sobre-esterçamento e excesso de velocidade:

- ✓ Considerando o efeito conjunto do excesso de velocidade e do sobre-esterçamento, as margens de segurança absolutas para veículos pesados foram muito reduzidas, sendo negativas para curvas de raio mínimo com velocidade de projeto igual ou inferior a 40 km/h.

- ✓ As margens de segurança variam entre -29% e $+32\%$ para os valores de (f_{max}) do Green Book (2004), e entre -29% e $+29\%$ para os valores de (f_{max}) do DNIT/ DNER.
- ✓ As margens são menores para as velocidades menores e menores superelevações.
- ✓ Para uma dada velocidade de projeto, a margem de segurança ao escorregamento é menor para curvas com maior superelevação.
- ✓ Novamente ambas as tabelas com base nos (f_{max}) do *Green Book* (AASHTO, 2004) e do DNIT/DNER, apresentam pequenas diferenças, apenas para velocidades de projeto de 90 e 100 km/h.

A Figura 3.2 a seguir permite a visualização comparada das margens de segurança ao escorregamento para automóveis e veículos pesados, em curvas horizontais superelevadas com greide, sobre-esterçamento e excesso de velocidade (considerado $i = 8\%$), para diferentes velocidades de projeto.

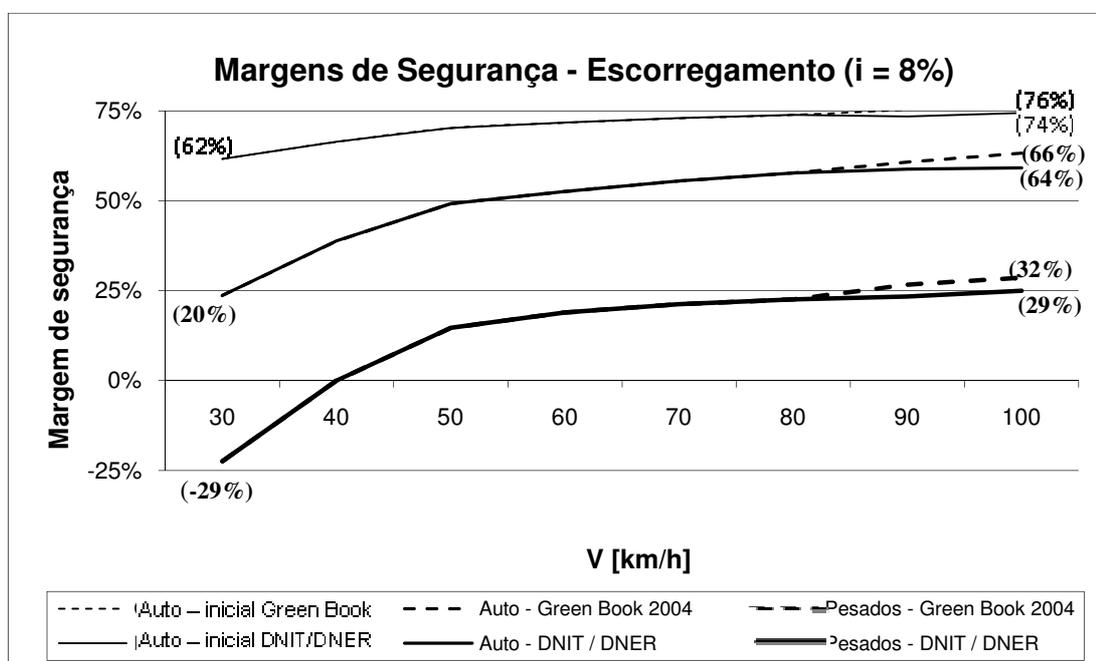


Fig. 3.2: Margens de segurança (MS) ao escorregamento em curvas horizontais com greide ($i = 8\%$), sobre-esterçamento, com excesso de velocidade.

Também são mostradas na Figura 3.2 as margens de segurança inicialmente supostas pelos critérios *Green Book* (2004) e DNIT (2005) / DNER (1999), considerando os valores de atrito lateral de projeto (Tabela 3.4).

Os valores indicados entre parênteses na Figura 3.2 mostram a faixa de variação da margem de segurança, entre o máximo para ($e = 4\%$; $i = 4\%$) e o mínimo para ($e = 12\%$; $i = 12\%$), conforme Tabelas 3.4, 3.7 e 3.8.

Nota-se que as margens de segurança para escorregamento considerando o efeito do excesso de velocidade são muito reduzidas para automóveis, mormente em curvas de menor velocidade de projeto. Para veículos pesados essas margens não atingem 25%, sendo negativas para curvas de velocidade de projeto menor ou igual a 40 km/h. Ainda que o escorregamento a baixa velocidade possa ser facilmente controlado pelo condutor, isso pode levar o veículo ao encontro de guia, propiciando o tombamento por travamento do escorregamento (*tripping*), ou mesmo, no caso de pista de duplo sentido de circulação, pode levar o veículo total ou parcialmente para a contramão, com grave risco de colisão com tráfego em sentido oposto.

3.3 Modelo derivado do modelo massa pontual – tombamento

O modelo de ponto de massa pode ser utilizado para verificar falha por tombamento lateral, bastando para isso definir, *a priori*, os valores de SRT para as distintas categorias de veículos que se pretende contemplar, tal como desenvolvido no item 2.3.5 anterior.

3.3.1 Determinação do SRT de projeto

Os valores aqui adotados para ($SRT_{Projeto}$), tanto de automóveis como de caminhões, decorrem da revisão bibliográfica constante do item 2.3.5 anterior, bem

como consideram a necessidade de impor limites tecnicamente razoáveis de projeto. Serão adotados os seguintes valores:

- ✓ $SRT_{\text{Projeto AUTOS}} = 1,2$
- ✓ $SRT_{\text{Projeto Veic. Pesado}} = 0,35$

Os semi-reboques também se incluem nesse limite, e são objeto de proposta preliminar no Anexo E, em função da característica de “triciclo” que apresentam, e que segundo se propõe, sofrem redução adicional de limite de tombamento estático decorrente do alívio do eixo traseiro que se verifica em curvas descendentes.

Caminhões tanque, com carga viva, ou carga suspensa, por terem SRT inferior, deverão ser tratados como exceção ao projeto, com restrições de velocidade impostas não por regulamentação de velocidade, mas por normas legais e regulamentos que obriguem seus respectivos condutores, medidas de gestão pública do trânsito e circulação. Outra opção é adotar um valor mais exigente para o SRT de projeto destes veículos específicos (esta é a prática na Nova Zelândia, onde é fixado SRT de projeto de 0,40 para ônibus e veículos-tanque).

3.3.2 Margens de segurança ao tombamento

A margem de segurança ao tombamento será apurada através da diferença entre o (SRT_{Projeto}) e a aceleração centrípeta experimentada pelo veículo. Sempre se considerará que o veículo percorre curva de raio mínimo, e tanto a aceleração centrípeta como o (SRT_{Projeto}) serão objeto de fatores de ajuste, tal como a seguir se apresenta.

Para a aceleração centrípeta, sempre considerando o efeito do sobre-esterçamento, duas abordagens serão propostas a seguir, primeiramente sem considerar o fator excesso de velocidade, e em seguida incluindo também esse efeito.

3.3.2.1 Margens de segurança ao tombamento – sem excesso de velocidade

A margem de segurança ao tombamento será estabelecida através da diferença entre o SRT do veículo (ajustado pela superelevação) e a aceleração centrípeta máxima na curva de raio mínimo, considerando inicialmente apenas o sobre-esterçamento. Mais adiante, no item 3.3.2.2, será incluído também o efeito do excesso de velocidade.

➤ Aceleração centrípeta máxima na curva de raio mínimo, com sobre-esterçamento e sem excesso de velocidade

Impondo a condição de curva crítica com raio mínimo, temos que a aceleração centrípeta será máxima:

$$a_{y,max} = V^2/g \cdot R_{min}$$

Considerando a Equação 2.2 do equilíbrio de um veículo (ponto de massa) percorrendo uma curva superelevada de raio mínimo:

$$R_{min} = \frac{V^2}{g \cdot (e_{max} + f_{max})} \rightarrow (e_{max} + f_{max}) = \frac{V^2}{g \cdot R_{min}}$$

Donde:

$$a_{y,max} = (e_{max} + f_{max})$$

Note-se que HARWOOD et al. (2003), simplificadamente, considerou ($a_y = f_{max}$) para a verificação da margem de segurança ao tombamento. Considerando-se o efeito do fator de sobre-esterçamento ($b_s = 1,15$), tem-se a equação da aceleração centrípeta:

$$a_{y,max} = 1,15 \cdot (e_{max} + f_{max})$$

Equação 3.7

➤ **Limite disponível de SRT – SRT_{disp}**

O valor de $SRT_{Projeto}$ (para automóveis e caminhões) contempla todos os fatores intrínsecos do SRT, para as diferentes categorias de veículos consideradas.

Para verificar o efetivamente SRT disponível, denominado (SRT_{disp}), é preciso considerar também as características extrínsecas aos veículos que afetam o limite de tombamento lateral. Inicialmente será considerada apenas a superelevação. O ajuste do SRT devido ao greide descendente em curvas de raio mínimo será considerado para semi-reboques, conforme modelo preliminar proposto no Anexo E.

A superelevação da pista aumenta o SRT disponível. Considerando que as características intrínsecas dos veículos já foram todas incorporadas no SRT de projeto, utilizaremos a Equação 2.13 anteriormente demonstrada:

$$SRT = \frac{V_T^2}{Rg} = \frac{(e + t/2h)}{(1 - e \cdot t/2h)}$$

Substituindo ($t/2h$) por SRT de projeto (0,35 para veículos pesados, 1,2 para automóveis), encontra-se o valor de SRT corrigido pelo efeito benéfico superelevação, calculado através da Equação 3.8 e apresentado na Tabela 3.9.

$$SRT_e = \frac{V_T^2}{Rg} = \frac{(e + SRT_{projeto})}{(1 - e \cdot SRT_{projeto})}$$

Equação 3.8

Tab. 3.9: Valores de SRT_e – efeito da superelevação no $SRT_{projeto}$.

Veículo de Projeto	SRT de Projeto	SRT_e - Efeito da Superelevação em $SRT_{projeto}$				
		4%	6%	8%	10%	12%
Automóvel	1,20	1,30	1,36	1,42	1,48	1,54
Semi-reboque	0,35	0,40	0,42	0,44	0,47	0,49

De forma similar, pode-se também definir um valor de SRT minorado por fator de ajuste (b_r), resultando:

$$SRT_{er} = b_r \cdot SRT_e = b_r \cdot \frac{V_T^2}{Rg} = b_r \cdot \frac{(e + SRT_{projeto})}{(1 - e \cdot SRT_{projeto})}$$

Não se trata aqui do fator (b_r) de BONNESON (2000), posto que se trata de ajuste do $SRT_{projeto}$, e não do SRT_{geom} . Assim, o fator (b_r) aqui considerado tem valor residual. Entanto, optou-se por deixar a influência dos fatores residuais na definição da margem de segurança requerida.

➤ **Cálculo da margem de segurança MS ao tombamento**

A margem de segurança ao tombamento, considerando os fatores de ajuste determinados, pode ser descrita como sendo a diferença entre o (SRT_{disp}) e a aceleração centrípeta máxima, devidamente corrigidos pelos fatores considerados.

$$MS = SRT_{disp} - a_{y\ max}$$

Onde:

MS = margem de segurança ao tombamento

$a_{y\ max} = 1,15 \cdot (e_{max} + f_{max})$

$SRT_{disp} = SRT_e$

Substituindo os valores de (SRT_{disp}) e de (a_y) anteriormente determinados:

$$MS = SRT_e - 1,15 \cdot (e_{max} + f_{max})$$

Equação 3.9

Onde SRT_e é o $SRT_{projeto}$, afetado pela superelevação (Tabela 3.13).

Os valores da aceleração centrípeta em curvas de raio mínimo, calculados através da Equação 3.8, são apresentados na Tabela 3.10:

Tab. 3.10: Valores da aceleração centrípeta em curvas de raio mínimo, com fator sobre-esterçamento.

V [km/h]	f_{max} (DNIT / DNER)	Superelevação (e)				
		4%	6%	8%	10%	12%
30	0,28	0,37	0,39	0,41	0,44	0,46
40	0,23	0,31	0,33	0,36	0,38	0,40
50	0,19	0,26	0,29	0,31	0,33	0,36
60	0,17	0,24	0,26	0,29	0,31	0,33
70	0,15	0,22	0,24	0,26	0,29	0,31
80	0,14	0,21	0,23	0,25	0,28	0,30
90	0,14	0,21	0,23	0,25	0,28	0,30
100	0,13	0,20	0,22	0,24	0,26	0,29

Aplicando a mesma metodologia de exploração numérica das margens de segurança utilizada por HARWOOD et al. (2003, p. 209;ss.), serão calculadas as margens ao tombamento.

Para a exploração numérica que será efetuada serão apresentadas apenas tabelas de tombamento elaboradas de curvas de raio mínimo calculadas utilizando os (f_{max}) dos manuais brasileiros DNIT (2005) / DNER (1999), deixando-se de apresentar as tabelas de curvas de raio mínimo do Green Book, com base nas seguintes justificativas:

- ✓ As margens de segurança do *Green Book* (2004) e dos manuais DNIT (2005) / DNER (1999) são as mesmas para velocidades até 90 km/h. E para velocidades iguais ou superiores a 90 km/h a variação é mínima, não justificando a elaboração duplicada de tabelas, utilizando também os fatores (f_{max}) do *Green Book* (2004).
- ✓ É grande a possibilidade de combinação de velocidades de projeto,

greides, e declividades na exploração numérica das margens de segurança ao tombamento, gerando grande multiplicidade de tabelas, sem agregação de valor.

Portanto, tomando como as curvas de raio mínimo dos manuais brasileiros DNIT (2005) / DNER (1999), foram calculadas as margens de segurança ao tombamento, para automóveis na Tabela 3.11, e para veículos pesados na Tabela 3.12, ambas mostradas a seguir.

Tab. 3.11: Margens de segurança (*MS*) para o tombamento de automóveis em curvas horizontais de raio mínimo DNIT/DNER, sem excesso de velocidade.

AUTOMÓVEIS						
Greide (i)	V [km/h]	Superelevação (e)				
		4%	6%	8%	10%	12%
4% = 8% = 12%	30	0,93	0,97	1,00	1,04	1,08
	40	0,99	1,02	1,06	1,10	1,14
	50	1,04	1,07	1,11	1,14	1,19
	60	1,06	1,09	1,13	1,17	1,21
	70	1,08	1,12	1,15	1,19	1,23
	80	1,10	1,13	1,16	1,20	1,24
	90	1,10	1,13	1,16	1,20	1,24
	100	1,11	1,14	1,17	1,21	1,25

A análise das margens de segurança (*MS*) para o TOMBAMENTO DE AUTOMÓVEIS em curvas horizontais superelevadas de raio mínimo com sobre-esterçamento, mostradas na Tabela 3.11, permite afirmar que:

- ✓ As margens de segurança ao tombamento de automóveis não se alteram com a variação do greide, mostrando que o modelo utilizado não é sensível ao greide (confirma resultado obtido por HARWOOD et. al., 2003). O efeito do greide descendente na margem de segurança ao tombamento de veículos pesados (semi-reboques) é tratado no Anexo E.

- ✓ As margens ao tombamento são bastante generosas, variando entre 0,93 e 1,25, e comprovando ser virtualmente impossível o tombamento lateral de automóveis em curvas horizontais.
- ✓ Curvas de raio mínimo de menor velocidade de projeto têm menores margens de segurança ao tombamento.
- ✓ Para uma mesma velocidade de projeto, o aumento da superelevação aumenta a margem de segurança ao tombamento.

As margens de segurança (*MS*) ao TOMBAMENTO DE VEÍCULOS PESADOS são apresentadas na Tabela 3.12, considerando curvas horizontais superelevadas de raio mínimo, com sobre-esterçamento, calculadas utilizando (f_{max}) dos manuais DNER (2005)/DNIT (1999).

Tab. 3.12: Margens de Segurança (*MS*) para o tombamento de veículos pesados em curvas horizontais de raio mínimo DNIT/DNER, sem excesso de velocidade.

VEÍCULOS PESADOS						
Greide (i)	V [km/h]	Superelevação (e)				
		4%	6%	8%	10%	12%
4% = 8% = 12%	30	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
	40	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09
	50	0,13	0,13	0,13	0,13	0,13
	60	0,15	0,15	0,15	0,16	0,16
	70	0,18	0,18	0,18	0,18	0,18
	80	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19
	90	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19
	100	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20

A análise das margens de segurança ao TOMBAMENTO DE VEÍCULOS PESADOS em curvas horizontais superelevadas de raio mínimo, com sobre-esterçamento, apresentadas na Tabela 3.12, permite afirmar que:

- ✓ Verifica-se que, assim como constatado com as margens de segurança para o tombamento de automóveis, também as margens de segurança ao

tombamento para veículos pesados não se alteram com a variação do greide, mostrando que o modelo utilizado não é sensível ao greide (confirma resultado obtido por HARWOOD et. al., 2003). O efeito do greide descendente na margem de segurança ao tombamento de veículos pesados (semi-reboques) é tratado de modo preliminar no Anexo E.

- ✓ Adotando-se como mínima a margem de segurança de $(0, Ig)$, constata-se que as margens de segurança ao tombamento de veículos pesados são reduzidas e inaceitáveis para curvas horizontais de raio mínimo com velocidade de projeto igual ou inferior a 40 km/h.
- ✓ A superelevação tem influência muito pequena sobre a margem de segurança ao tombamento de veículos pesados em curvas de raio mínimo. Isso decorre da diminuição do raio mínimo que é possibilitado pelo aumento da superelevação, acarretando aumento da aceleração centrípeta e assim não permitindo o aumento da margem de segurança.

3.3.2.2 Margens de segurança ao tombamento – com excesso de velocidade

Será utilizada a mesma metodologia empregada no item 3.3.2.1, considerando agora também o fator excesso de velocidade no cálculo da aceleração centrípeta suportada pelo veículo.

➤ Aceleração centrípeta máxima na curva de raio mínimo, com sobre-esterçamento e com fator excesso de velocidade

A partir da Equação 2.2 do equilíbrio de um veículo (ponto de massa) percorrendo uma curva superelevada de raio mínimo, considerando o fator sobre-esterçamento (b_s) e o fator excesso de velocidade (b_{dv}), tem-se a Equação 3.10 da aceleração centrípeta:

$$a_{y\ max} = b_{\Delta v} \cdot 1,15 \cdot (e_{max} + f_{max})$$

Equação 3.10

➤ **Ajuste do SRT devido à superelevação**

Conforme desenvolvido no item 3.3.2.1, o ajuste do SRT devido à superelevação consta da Tabela 3.9 anterior.

➤ **Cálculo da margem de segurança *MS* ao tombamento**

A margem de segurança ao tombamento, considerando os fatores de ajuste determinados, é a diferença entre o (SRT_{disp}) e a aceleração centrípeta máxima, devidamente corrigidos pelos fatores considerados:

$$MS = SRT_{disp} - a_{y\ max}$$

Substituindo:

$$a_{y\ max} = b_{\Delta v} \cdot 1,15 \cdot (e_{max} + f_{max})$$

$$SRT_{disp} = SRT_e$$

$$MS = SRT_e - b_{\Delta v} \cdot 1,15 \cdot (e_{max} + f_{max})$$

Equação 3.11

Onde:

MS = margem de segurança ao tombamento

$SRT_e = SRT_{projeto}$ considerando o efeito da superelevação (Tabela 3.9)

$b_{\Delta v}$ = efeito do excesso de velocidade na aceleração centrípeta

$b_s = 1,15$ = efeito do sobre-esterçamento na aceleração centrípeta

Os valores da aceleração centrípeta, assim calculados, são apresentados na Tabela 3.13 a seguir:

Tab. 3.13: Valores da aceleração centrípeta em curvas de raio mínimo, corrigidos pelo excesso de velocidade e sobre-esterçamento.

V [km/h]	$b_{\Delta v}$	f_{max} (DNIT / DNER)	Superelevação (e)				
			4%	6%	8%	10%	12%
30	1,51	0,28	0,56	0,59	0,63	0,66	0,69
40	1,38	0,23	0,43	0,46	0,49	0,52	0,56
50	1,29	0,19	0,34	0,37	0,40	0,43	0,46
60	1,24	0,17	0,30	0,33	0,36	0,39	0,41
70	1,21	0,15	0,26	0,29	0,32	0,35	0,38
80	1,18	0,14	0,24	0,27	0,30	0,33	0,35
90	1,16	0,14	0,24	0,27	0,29	0,32	0,35
100	1,14	0,13	0,22	0,25	0,28	0,30	0,33

As margens de segurança (*MS*) ao tombamento de automóveis em curvas de raio mínimo do DNIT/DNER, considerando os efeitos conjuntos do sobre-esterçamento e do excesso de velocidade, estão na Tabela 3.14 a seguir.

Tab. 3.14: Margens de segurança (*MS*) para o tombamento de automóveis em curvas horizontais de raio mínimo do DNIT/DNER, com excesso de velocidade.

AUTOMÓVEIS						
Greide (i)	V [km/h]	Superelevação (e)				
		4%	6%	8%	10%	12%
4% = 8% = 12%	30	0,75	0,77	0,79	0,82	0,85
	40	0,87	0,90	0,92	0,95	0,99
	50	0,96	0,99	1,02	1,05	1,08
	60	1,00	1,03	1,06	1,09	1,13
	70	1,04	1,07	1,10	1,13	1,17
	80	1,06	1,09	1,12	1,15	1,19
	90	1,06	1,09	1,12	1,16	1,20
	100	1,08	1,11	1,14	1,18	1,21

A análise das margens de segurança ao TOMBAMENTO DE AUTOMÓVEIS em curvas horizontais superelevadas de raio mínimo, considerando o sobre-esterçamento e o excesso de velocidade (Tabela 3.14), permite afirmar que:

- ✓ As margens de segurança ao tombamento de automóveis não se alteram com a variação do greide, mostrando que o modelo utilizado não é sensível ao greide (confirma resultado obtido por HARWOOD et. al., 2003). O efeito do greide descendente na margem de segurança ao tombamento de veículos pesados (semi-reboques) é tratado no Anexo E.
- ✓ Mesmo com a introdução do fator excesso de velocidade, as margens de segurança ao tombamento continuam bastante generosas, mesmo nas circunstâncias mais desfavoráveis (mínima velocidade, e mínima superelevação da curva). O valor da margem de segurança varia na faixa entre 0,75 e 1,21, comprovando ser virtualmente impossível um automóvel tombar lateralmente em curva horizontal.
- ✓ Curvas de raio mínimo de menor velocidade de projeto têm menores margens de segurança ao tombamento, sendo que para a mesma velocidade de projeto, o aumento da superelevação aumenta MS.

As margens de segurança (*MS*) ao tombamento de veículos pesados para curvas horizontais de raio mínimo calculadas pelos manuais DNER (2005)/DNIT (1999) são apresentadas na Tabela 3.15 a seguir.

Tab. 3.15: Margens de segurança (*MS*) para o tombamento de veículos pesados em curvas horizontais de raio mínimo DNIT/DNER, com excesso de velocidade.

VEÍCULOS PESADOS						
Greide (i)	V [km/h]	Superelevação (e)				
		4%	6%	8%	10%	12%
4% = 8% = 12%	30	-0,16	-0,17	-0,18	-0,19	-0,20
	40	-0,03	-0,04	-0,05	-0,06	-0,06
	50	0,05	0,05	0,04	0,04	0,03
	60	0,10	0,09	0,09	0,08	0,08
	70	0,13	0,13	0,12	0,12	0,11
	80	0,15	0,15	0,14	0,14	0,14
	90	0,16	0,15	0,15	0,15	0,14
	100	0,17	0,17	0,17	0,16	0,16

A análise das margens de segurança ao TOMBAMENTO DE VEÍCULOS PESADOS em curvas horizontais superelevadas de raio mínimo, considerando os efeitos do sobre-esterçamento e do excesso de velocidade (Tabela 3.15), permite afirmar que:

- ✓ Verifica-se novamente que as margens de segurança para o tombamento de veículos pesados não se alteram com a variação do greide, cujo efeito (para semi-reboques) é tratado preliminarmente no Anexo E.
- ✓ Adotando-se como mínima a margem de segurança de $(0, I_g)$, constata-se que as margens de segurança ao tombamento de veículos pesados são reduzidas e inaceitáveis para curvas horizontais de raio mínimo com velocidade de projeto de 50 e 60 km/h, sendo negativas para curvas horizontais com velocidade de projeto igual ou inferior a 40 km/h.
- ✓ Para uma mesma velocidade de projeto, o aumento da superelevação reduz a margem de segurança ao tombamento. Esse efeito, aparentemente paradoxal, decorre da diminuição do raio mínimo (possibilitado pelo aumento da superelevação), que provoca aumento da aceleração centrípeta e reduz a margem de segurança.
- ✓ A situação mais desfavorável ao tombamento de veículos pesados é a combinação de maior superelevação com curvas de menor velocidade.

3.3.2.3 Margens de segurança ao tombamento considerando o efeito do greide descendente no SRT de semi-reboques

As margens de segurança para tombamento de semi-reboques em curvas descendentes devem considerar o efeito do alívio do eixo traseiro decorrente de frenagem para manutenção da velocidade constante, efeito este apontado por GILLESPIE (1992, p. 13) para qualquer veículo. Assim, a frenagem (constante e balanceada, ou “estática”) em curvas horizontais descendentes acarreta alívio do eixo traseiro e reduz o SRT de semi-reboques.

➤ **Equação do fator (K_α) de redução do SRT**

O fator (K_α) de redução do SRT, objeto de estudo preliminar no Anexo E, é dado pela Equação E.1:

$$K_\alpha = \cos \alpha - \frac{h}{b} \cdot \text{sen } \alpha$$

Equação E.1
transcrita do
Anexo E

Onde:

K_α = fator de alívio do eixo traseiro

α = greide ($\text{tg } \alpha = i$)

b = distância da quinta-roda ao centro de gravidade do semi-reboque

h = altura do centro de gravidade

Adotando-se, para efeito da exploração numérica das margens de segurança, as características geométricas de um semi-reboque curto com dois eixos traseiros bitrem-graneleiro¹³, podemos calcular os valores do fator K_α , mostrados na Tabela 3.16:

$h = 2,31$ m altura CG (NAVIN, 1992, p. 136) $b = 2,98$ m

$L = 4,41$ m eixo traseiro/quinta-roda $c = 1,43$ m

Tab. 3.16: Fator (K_α) de Redução do SRT de semi-reboques curtos, decorrente da frenagem de equilíbrio em greide descendente.

Velocidade em Ramos* [km/h]	Greide Máximo*	Greide considerado	K_α
-----	-----	12%	0,90
30 a 40	10%	10%	0,92
60	8%	8%	0,93
≥ 60	-----	6%	0,95
≥ 60	-----	4%	0,97

*DNIT (2005, p. 461).

¹³ Fonte: <http://www.guerra.com.br/>. Acesso em: 18 dez. 2008.

Deve-se atentar para o fato de que o fator (K_α) de redução do SRT aplica-se apenas a curvas descendentes, onde o citado efeito de alívio do eixo traseiro se verifica.

➤ **Margem de segurança ao tombamento considerando o fator (K_α) de redução do SRT**

A margem de segurança ao tombamento, considerando o fator (K_α), além dos fatores velocidade e sobre-esterçamento, é dada pela diferença entre o (SRT_{disp}) e a aceleração centrípeta máxima, assim calculada:

$$MS = SRT_{disp} - a_{y\ max}$$

$$MS = SRT_e \cdot K_\alpha - b_{\Delta v} \cdot 1,15 \cdot (e_{max} + f_{max})$$

Equação 3.12

Onde:

$$a_{y\ max} = b_{\Delta v} \cdot 1,15 \cdot (e_{max} + f_{max})$$

$$SRT_{disp} = SRT_e \cdot K_\alpha$$

SRT_e = efeito da superelevação no ($SRT_{projeto}$)

K_α = fator de alívio do eixo traseiro, ou fator de redução do SRT devido ao greide descendente

$b_{\Delta v}$ = efeito do excesso de velocidade

$b_s = 1,15$ = efeito do sobre-esterçamento na aceleração centrípeta

A Tabela 3.17 apresenta as margens de segurança ao tombamento de semi-reboques em curvas descendentes (não se aplica em greides ascendentes), considerando o fator K_α de redução do SRT, além dos fatores sobre-esterçamento e excesso de velocidade.

Tab. 3.17: Margens de segurança (MS) para o tombamento de semi-reboques em curvas horizontais descendentes de raio mínimo DNIT/DNER, com o fator (K_{α}), com excesso de velocidade.

Greide (i)	V [km/h]	Superelevação (e)				
		4%	6%	8%	10%	12%
4%	30	-0,17	-0,18	-0,20	-0,21	-0,22
	40	-0,04	-0,05	-0,06	-0,07	-0,08
	50	0,04	0,04	0,03	0,02	0,02
	60	0,08	0,08	0,07	0,07	0,06
	70	0,12	0,11	0,11	0,10	0,10
	80	0,14	0,13	0,13	0,13	0,12
	90	0,14	0,14	0,14	0,13	0,13
	100	0,16	0,16	0,15	0,15	0,15
8%	30	-0,19	-0,20	-0,21	-0,23	-0,24
	40	-0,06	-0,07	-0,08	-0,09	-0,10
	50	0,03	0,02	0,01	0,00	-0,00
	60	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04
	70	0,10	0,10	0,09	0,09	0,08
	80	0,12	0,12	0,11	0,11	0,10
	90	0,13	0,12	0,12	0,11	0,11
	100	0,14	0,14	0,14	0,13	0,13
12%	30	-0,20	-0,21	-0,23	-0,24	-0,25
	40	-0,07	-0,08	-0,09	-0,10	-0,11
	50	0,01	0,01	-0,00	-0,01	-0,02
	60	0,06	0,05	0,04	0,03	0,03
	70	0,09	0,08	0,08	0,07	0,07
	80	0,11	0,11	0,10	0,09	0,09
	90	0,12	0,11	0,10	0,10	0,09
	100	0,13	0,13	0,12	0,12	0,11

As margens de segurança ao tombamento da Tabela 3.17 diminuem com o aumento do greide, e são ainda menores que as já inadequadas e insuficientes margens de segurança ao tombamento de veículos pesados da Tabela 3.15. A redução da margem de segurança é mais pronunciada nas curvas de baixa velocidade de projeto e maior superelevação, críticas para o tombamento de semi-reboques.

3.4 Discussão e Avaliação dos Resultados das Simulações Numéricas

A análise do fator de atrito lateral máximo disponível sob o efeito do greide (ascendente ou descendente), bem como a exploração numérica das margens de segurança ao escorregamento (conforme item 3.2 anterior) e ao tombamento (item 3.3 anterior) forneceu os seguintes resultados e conclusões que seguem.

3.4.1 Fator de atrito lateral máximo disponível sob o efeito do greide

Segue comentado o efeito do greide (elipse de aderência) sobre o fator de atrito lateral máximo disponível ($f_{disp\ max} = f_{y\ max,sl}^*$):

- ✓ Varia entre 7,8% e 14,7% a redução relativa das margens de segurança ao escorregamento de automóveis em curvas de raio mínimo com greide, devido exclusivamente à redução do fator de atrito lateral máximo disponível (f_{disp}) em decorrência da frenagem/aceleração necessária para a manutenção da velocidade constante.
- ✓ Conforme mostrado na Tabela 3.4, a redução do (f_{disp}) reduz as margens de segurança ao escorregamento inicialmente supostas pelos métodos Green Book 2004 e DNIT/DNER a 62% (para velocidade de 30 km/h) e a aproximadamente 75% (para velocidade de 100 km/h).
- ✓ A situação mais desfavorável ocorre em curvas de raio mínimo de maior velocidade de projeto (reduzido f_{max}) e forte greide (reduzido f_{disp}).
- ✓ A redução do (f_{disp}) observada decorre em grande parte do fator (0,925) que multiplica a equação da elipse (LAMM et al., 1999, p. 10.21).
- ✓ Os valores de (f_{disp}) são iguais para greides ascendentes ou descendentes, em decorrência da própria equação da elipse. Esses valores poderão ser

diferentes, caso sejam adotados diferentes valores de atrito longitudinal máximo ($f_{x,max,sl}$) distintos para frenagem e para aceleração, com uso uma equação para cada caso, com seu respectivo ($f_{x,max,sl}$).

- ✓ Para greides até 6%, descontada a redução devida ao fator (0,925), a redução devido exclusivamente ao greide é muito pequena (da ordem de 2%). Para greides entre 8% e 12% essa redução pode alcançar até 8%. Considerando-se também o fator (0,925) de LAMM et al. (1999, p. 10.21) a redução total do ($f_{y,max,sl}^*$) pode alcançar 14,7% (para $V = 100km/h$ e greide $i = 12\%$).
- ✓ A redução de (f_{disp}) é igual para automóveis e caminhões (para mesmos valores de velocidade de projeto e de greide).

3.4.2 Margens de segurança para o escorregamento em curvas de raio mínimo com greide, sem e com excesso de velocidade

As margens de segurança (MS) ao escorregamento de automóveis em curvas de raio mínimo foram determinadas para duas situações distintas – com e sem excesso de velocidade – sempre considerando o efeito do sobre-esterçamento. Os resultados obtidos seguem analisados e comentados.

3.4.2.1 Margens de segurança para o escorregamento em curvas de raio mínimo com greide, sem excesso de velocidade

Considerando o sobre-esterçamento e o greide (elipse de aderência) verificou-se que as margens de segurança (MS) para escorregamento foram muito reduzidas para veículos pesados, mormente em curvas de menor velocidade de projeto. Para automóveis ainda se verificam margens de segurança para o escorregamento

adequadas, independentemente da velocidade de projeto considerada.

Margens de segurança (MS) para o escorregamento de AUTOMÓVEIS, SEM excesso de velocidade:

- ✓ É satisfatória a margem de segurança para o escorregamento de automóveis, mesmo considerando a redução dos fatores de atrito disponíveis devido ao greide (elipse de aderência), e o aumento da demanda de atrito devido ao sobre-esterçamento.
- ✓ As margens são menores para as velocidades menores, variando de 52% (30 km/h) até 72% (100 km/h – Green Book 2004) ou 68% (100 km/h – DNIT/DNER).
- ✓ Para uma dada velocidade de projeto, a margem de segurança ao escorregamento é menor para curvas com maior superelevação.
- ✓ Assim, os manuais de projeto tradicionais fornecem margem de segurança satisfatória contra o escorregamento de automóveis em curvas horizontais.

Margens de segurança (MS) para o escorregamento de VEIC. PESADO, SEM excesso de velocidade:

- ✓ As margens de segurança para escorregamento de veículos pesados são menores que as dos automóveis, variando entre 24% e 43% (*Green Book* 2004), e entre 24% e 39% (DNIT, 2005 / DNER, 1999).
- ✓ A margem aumenta com o aumento da velocidade de projeto e a diminuição do greide e da superelevação.
- ✓ Para uma dada velocidade de projeto, a margem de segurança ao escorregamento é menor para curvas com maior superelevação.

3.4.2.2 Margens de segurança para o escorregamento em curvas de raio mínimo com greide, com excesso de velocidade

Serão comentadas a seguir as margens de segurança (MS) ao escorregamento

em curvas de raio mínimo com excesso de velocidade, considerando também o efeito conjunto do sobre-esterçamento e do greide, tanto para automóveis, como para veículos pesados. Constatou-se que as margens de segurança (*MS*) para escorregamento foram muito reduzidas para automóveis, tendo-se tornado inadequadas para veículos pesados.

Margens de segurança (*MS*) para o escorregamento de AUTOMÓVEIS, COM excesso de velocidade:

- ✓ As margens de segurança para automóveis foram muito reduzidas, variando de 20% (para velocidade de projeto 30 km/h) até 66% (para velocidade de projeto de 100 km/h - *Green Book* 2004) ou 64% (para velocidade de projeto de 100 km/h - DNIT/ DNER).
- ✓ As margens para o escorregamento são menores para as velocidades menores e menores superelevações, sendo que para uma dada velocidade de projeto, a margem é menor para curvas com maior superelevação.

Margens de segurança (*MS*) para o escorregamento de VEIC. PESADO, COM excesso de velocidade:

- ✓ As margens de segurança para veículos pesados são muito reduzidas, sendo negativas para curvas de raio mínimo com velocidade de projeto igual ou inferior a 40 km/h.
- ✓ As margens de segurança variam de -29% (para velocidade de projeto 30 km/h) até +32% (para velocidade de projeto de 100 km/h - *Green Book* 2004), e entre -29% e +32% (para velocidade de projeto de 100 km/h - DNIT/ DNER).
- ✓ As margens são menores para as velocidades menores e menores superelevações, sendo que para uma dada velocidade de projeto, a margem de segurança ao escorregamento é menor para curvas com maior superelevação.

3.4.3 Margens de segurança para o tombamento

3.4.3.1 Margens de segurança para o tombamento em curvas de raio mínimo com greide, sem excesso de velocidade

Margens de segurança (MS) para o tombamento de AUTOMÓVEIS, SEM excesso de velocidade:

- ✓ As margens de segurança ao tombamento de automóveis são bastante generosas, e independem do greide, confirmando idêntico resultado de HARWOOD et. al. (2003).
- ✓ As margens ao tombamento variam entre 0,93 e 1,25, sendo que curvas de raio mínimo de menor velocidade de projeto têm menores margens de segurança ao tombamento.
- ✓ O aumento da superelevação aumenta a margem de segurança ao tombamento (para uma mesma velocidade de projeto).

Margens de segurança (MS) para o tombamento de VEIC. PESADO, SEM excesso de velocidade:

- ✓ Também as margens de segurança ao tombamento para veículos pesados não se alteram com a variação do greide.
- ✓ As margens de segurança ao tombamento de veículos pesados são reduzidas e inaceitáveis para curvas horizontais de raio mínimo com velocidade de projeto igual ou inferior a 40 km/h.
- ✓ A superelevação tem influência muito pequena sobre a margem de segurança ao tombamento de veículos pesados em curvas de raio mínimo.

3.4.3.2 Margens de segurança para o tombamento em curvas de raio mínimo com greide, com excesso de velocidade

Margens de segurança (MS) para o tombamento de AUTOMÓVEIS, COM excesso de velocidade:

- ✓ As margens de segurança ao tombamento de automóveis continuam insensíveis ao greide
- ✓ Mesmo com a introdução do fator excesso de velocidade, as margens de segurança ao tombamento continuam bastante generosas, variando entre 0,75 e 1,21, comprovando ser virtualmente impossível um automóvel tombar lateralmente em curva horizontal.
- ✓ Curvas de raio mínimo de menor velocidade de projeto têm menores margens de segurança ao tombamento.
- ✓ O aumento da superelevação aumenta a margem de segurança ao tombamento (para uma mesma velocidade de projeto).

Margens de segurança (MS) para o tombamento de VEIC. PESADO, COM excesso de velocidade:

- ✓ Considerando agora o efeito do excesso de velocidade, agravou-se a insuficiência das margens de segurança ao tombamento de veículos pesados nas curvas horizontais de raio mínimo com velocidade de projeto de 50 e 60 km/h, sendo negativas essas margens para curvas horizontais com velocidade de projeto igual ou inferior a 40 km/h.
- ✓ A situação mais desfavorável ao tombamento de veículos pesados é a combinação de maior superelevação, e curvas de menor velocidade de projeto.
- ✓ Para uma mesma velocidade de projeto, o aumento da superelevação reduz a margem de segurança ao tombamento.

3.4.3.3 Margens de segurança para o tombamento de semi-reboques em curvas de raio mínimo com greide descendente, com excesso de velocidade

Conforme visto anteriormente (item 3.3.2.3), as margens de segurança para tombamento de semi-reboques em curvas descendentes são ainda inferiores, devido à redução do SRT decorrente do alívio do eixo traseiro decorrente da frenagem para manutenção da velocidade.

As margens de segurança ao tombamento passam a ser sensíveis ao greide, diminuindo com seu aumento. Essa redução da margem de segurança é mais pronunciada nas curvas de baixa velocidade de projeto, críticas para a ocorrência de tombamento lateral de semi-reboques.

A aceleração para manutenção da velocidade em greide ascendente aumento da normal no eixo traseiro, não reduzindo o SRT de semi-reboques.

4 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

As estatísticas e os estudos sobre acidentes, no Brasil e na experiência internacional estudada, confirmam a ocorrência e a periculosidade de tombamentos de veículos pesados em curvas horizontais. Com base nos estudos dos dados de tombamentos ocorridos nas rodovias federais brasileiras no primeiro semestre de 2005, constatou-se que o banco de dados DATATRAN deixa de registrar uma extensa série de dados fundamentais para o estudo dos tombamentos, bem como não fornece a extensão total de curvas e de tangentes do sistema rodoviário federal, impedindo assim a análise de sua periculosidade relativa. A melhoria desse importante banco de dados de acidentes permitiria o estudo dos fatores que propiciam a ocorrência de tombamentos, e a determinação de suas causas.

Os atuais manuais de projeto geométrico *Green Book* (AASHTO, 2004) e DNIT (2005) / DNER (1999) baseiam-se no modelo ponto de massa para o escorregamento lateral, ignorando o efeito do greide e do sobre-esterçamento, e admitindo fator de atrito limitado por condição de conforto do usuário, supondo implicitamente (sem verificação) que o tombamento não ocorra.

Foi elaborada exploração numérica das margens de segurança ao escorregamento contemplando esses fatores ignorados, bem como considerando o fator excesso de velocidade. Também foi considerado o efeito na margem de segurança das características próprias de atrito (disponível e demandado) de automóveis e veículos pesados. Os resultados obtidos podem ser assim resumidos:

Margens de segurança (MS) para o escorregamento de AUTOMÓVEIS, SEM excesso de velocidade:

- ✓ É satisfatória a margem de segurança para o escorregamento de automóveis, mesmo considerando a redução dos fatores de atrito disponíveis devido ao greide (elipse de aderência), e o aumento da demanda de atrito devido ao sobre-esterçamento.

Margens de segurança (*MS*) para o escorregamento de VEIC. PESADO, SEM excesso de velocidade:

- ✓ As margens de segurança para escorregamento de veículos pesados são menores que as dos automóveis, sendo de apenas 24% para curvas de baixa velocidade de projeto (30 km/h).
- ✓ A margem aumenta com o aumento da velocidade de projeto e a diminuição do greide e da superelevação.

Considerando também o efeito do excesso de velocidade nas margens de segurança ao escorregamento, temos:

Margens de segurança (*MS*) para o escorregamento de AUTOMÓVEIS, COM excesso de velocidade:

- ✓ As margens de segurança para automóveis, quando considerado o excesso de velocidade, ficam reduzidas a apenas 20% para velocidade de projeto 30 km/h.

Margens de segurança (*MS*) para o escorregamento de VEIC. PESADO, COM excesso de velocidade:

- ✓ As margens de segurança para veículos pesados são negativas para curvas de raio mínimo com velocidade de projeto igual ou inferior a 40 km/h.
- ✓ Mesmo com o aumento da velocidade e do raio, as margens de segurança continuam exíguas, não suplantando +30% aproximadamente.

Ainda que o escorregamento a baixa velocidade possa ser facilmente controlado pelo condutor, isso pode levar o veículo ao encontro de guia, propiciando o tombamento por travamento do escorregamento (tripping), ou mesmo, no caso de pista de duplo sentido de circulação, pode levar o veículo total ou parcialmente para a contramão, com grave risco de colisão com tráfego em sentido oposto.

Quanto à investigação do tombamento, primeiramente elaborou-se revisão de modelos que pudessem explicar sua ocorrência, com base em fatores intrínsecos e extrínsecos aos veículos que afetem seu limite de estabilidade ao tombamento lateral estático (chamado SRT), com ênfase para veículos pesados. A revisão não encontrou modelo analítico que explicasse a diferença entre o SRT real e o SRT geométrico, tendo-se então optado pela exploração numérica com um valor adotado de SRT de projeto (para automóveis e veículos pesados), que caracteriza o padrão mínimo de desempenho intrínseco dos veículos. Esse valor foi posteriormente ponderado por fatores extrínsecos relacionados à via (greide, superelevação) e ao condutor (sobre-esterçamento). A definição de um valor limite de SRT para veículos pesados, que não seja muito conservativo, permite obter projetos de custo razoável, sem impor limitações excessivas e intoleráveis na velocidade regulamentada. Ao mesmo tempo, o estabelecimento de margem de segurança mínima na regulamentação da velocidade (ou na velocidade de projeto da curva de raio mínimo) garante que os veículos trafeguem sem risco de tombamento, desde que atendam ao ($SRT_{Projeto}$) e desde que não estejam em excesso de velocidade.

As margens de segurança para o tombamento de veículos pesados resultantes da aplicação dos manuais de projeto Green Book 2004, DNIT 2005 e DNER 1999, são inadequadas e insuficientes para curvas de baixa e média velocidades (velocidade igual ou inferior a 60 km/h). Para automóveis, devido ao elevado SRT da categoria, as margens ao tombamento são generosas, confirmando o fato notório e confirmado na literatura que automóveis escorregam antes de atingirem o limite de tombamento lateral estático em curvas horizontais.

Margens de segurança (MS) para o tombamento de AUTOMÓVEIS:

- ✓ As margens de segurança ao tombamento de automóveis, sem considerar o excesso de velocidade, são bastante generosas, e independem do greide.
- ✓ Com a introdução do fator excesso de velocidade, as margens de segurança ao tombamento continuam folgadas, comprovando ser virtualmente impossível um automóvel tombar lateralmente em curva horizontal, ocorrendo antes a falha por escorregamento.

- ✓ O aumento da superelevação aumenta a margem de segurança para o tombamento (para uma mesma velocidade de projeto).

Margens de segurança (*MS*) para o tombamento de VEIC. PESADO, SEM excesso de velocidade:

- ✓ As margens de segurança ao tombamento de veículos pesados, sem considerar o excesso de velocidade, são reduzidas e inaceitáveis para curvas horizontais de raio mínimo com velocidade de projeto igual ou inferior a 40 km/h.
- ✓ Considerando o efeito do excesso de velocidade, agrava-se a insuficiência das margens de segurança ao tombamento de veículos pesados nas curvas horizontais de raio mínimo com velocidade de projeto de 50 e 60 km/h, sendo negativas essas margens para curvas horizontais com velocidade de projeto igual ou inferior a 40 km/h.

No caso brasileiro, considerando a notória elevada idade média da frota de caminhões, um programa de renovação de frota, vinculado ao estabelecimento de níveis mínimos de SRT obrigatórios por regulamentação do CONTRAN, pode acelerar o processo de estabelecimento efetivo de margens mínimas de segurança ao tombamento nas rodovias nacionais. Também deve ser objeto de estudo e revisão a altura máxima de veículos pesados, que além de ser uma das mais altas do mundo, acaba sendo ainda aumentada por força de resoluções do CONTRAN.

Um modelo preliminar desenvolvido (Anexo E) permite analisar as margens de segurança para tombamento, considerando especificamente o alívio do eixo traseiro de semi-reboques em greide descendente, e a decorrente redução do SRT intrínseco desses veículos. O resultado revelou margens de segurança ainda mais exíguas para semi-reboques em curvas descendentes.

O estudo de dados de tombamentos feito no item 3.4 revelou que as velocidades registradas em tacógrafos no instante do tombamento não se prestam para a determinação do limite de tombamento lateral estático, na medida em que essas velocidades podem suplantar, de forma não mensurável, a velocidade limite de

tombamento. Assim, considerando a dificuldade analítica encontrada, a obtenção do SRT de veículos articulados passa a depender dos resultados de modelos de simulação ou de testes de tombamento lateral estático em pranchas lateralmente basculantes (*tilt-table*). Deve-se considerar a realização de ensaios *tilt-table* com charneira que simule não apenas a aceleração centrípeta, mas também que simule o greide (inclinação longitudinal da charneira), para assim poder determinar todos os efeitos intrínsecos do semi-reboque em curva descendente, principalmente aspectos ligados à deformação/flexibilidade de pneus, do conjunto de suspensões, e da estrutura do veículo (torção e flexão).

A recomendação final que decorre do presente estudo é a necessidade de projetar e regulamentar a velocidade máxima nas curvas horizontais de rodovias e vias de trânsito rápido considerando separadamente as características e as necessidades de veículos pesados e de automóveis. Estabelecendo diferentes velocidades de projetos para essas distintas categorias de veículos, é possível garantir que, com margens adequadas de segurança, automóveis não escorreguem e veículos pesados não tombem em curvas horizontais.

É, portanto, necessário rever a base conceitual dos dois principais manuais brasileiros de projeto geométrico de curvas horizontais de rodovias e vias de trânsito rápido, para que os métodos neles empregados contemplem explicitamente as limitações de veículos pesados (ônibus e caminhões) quanto ao risco de escorregamento e tombamento lateral em curvas horizontais. Atenção especial deve ser dada às curvas de menor velocidade de projeto e maior greide e superelevação, exatamente aquelas que caracterizam alças de interseções e curvas em relevo montanhoso.

REFERÊNCIAS

AASHTO. **A policy on geometric design of highways and streets (Green Book 1994)**. 1st ed. Washington, D.C., USA: 1994.

_____. **A policy on geometric design of highways and streets (Green Book 2001)**. 4th ed. Washington, D.C., USA: 2001.

_____. **A policy on geometric design of highways and streets (Green Book 2004)**. 5th ed. Washington, D.C., USA: 2004.

ABDELWAHAB, W.; MORRAL, J. F. Determining need for location of truck escape ramps. **Journal of Transportation Engineering**, p. 350-356, Sept./Oct. 1997.

ALLEN, R. W. et al. **The capability and enhancement of VDANL and TWOPAS for analyzing vehicle performance on upgrades and downgrades within IHSDM**. Washington, D.C., USA: U.S. Department of Transportation, Federal Highway Administration, 2000. (FHWA-RD-00-078).

BAKER, D.; BERTHELOT, C.; BUSHMAN, R. Effectiveness of truck rollover warning systems. **Transportation Research Record**, Washington, D.C., USA, n. 1779, p. 134-140, 2001. (Paper n^o 01-2646).

BERNARD, J. E.; VANDERPLOEG, M. **Static and dynamic offtracking of articulated vehicles**. Michigan, USA: Society of Automotive Engineers, Inc., 1981. p. 936-943. (paper n. 800151).

BONNESON, J. A. **Superelevation distribution methods and transition designs**. Washington, D.C., USA: NCHRP – National Cooperative Highway Research Program/TRB – Transport Research Board, 2000. (Report 439).

BLUNDELL, M.; HARTY, D. **System approach to vehicle dynamics**. Amsterdam: Elsevier Science Publishers, 2004.

BRASIL. Lei Federal nº 9.503, de 23 de setembro de 1997. Institui o Código de Trânsito Brasileiro. **Diário Oficial da União**. Brasília, Brasil, 1997.

_____. Resolução CONTRAN nº146, de 27 de agosto de 2003. Dispõe sobre requisitos técnicos mínimos para a fiscalização da velocidade de veículos automotores, reboques e semi-reboques, conforme o Código de Trânsito Brasileiro. **Diário Oficial da União**. Brasília, Brasil, 2003.

_____. Resolução CONTRAN nº180, de 26 de agosto de 2005. Aprova o Volume I - Sinalização Vertical de Regulamentação, do Manual Brasileiro de Sinalização de Trânsito. **Diário Oficial da União**. Brasília, Brasil, 14 de out. de 2005.

_____. Resolução CONTRAN nº 202, de 25 de agosto de 2006. Regulamenta a Lei nº 11.334 de 25 de julho de 2006, que alterou o artigo 218 da Lei 9.503/97, que instituiu o Código de Trânsito Brasileiro. **Diário Oficial da União**. Brasília, Brasil, 11 de set. de 2006.

CANALE, A. C.; GUTIÉRREZ, J. C. H. **Estudo do desempenho da frenagem e do controle de velocidade de descida em declive longo e acentuado da serra do mar da rodovia dos imigrantes de veículos comerciais representativos da frota nacional**. São Carlos/SP, Brasil: EESC/USP – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 2005.

CHANG, T. H. Effect of vehicles' suspensions on highway horizontal curve design. **Journal of Transportation Engineering**, p. 89-91, Jan./Feb. 2001.

DNER – Departamento Nacional de Estradas de Rodagem. **Manual de projeto geométrico de rodovias rurais**. Rio de Janeiro, Brasil: 1999.

DNIT – Departamento Nacional de Infra-Estrutura de Transportes. **Manual de projeto de interseções**. 2. ed. Rio de Janeiro, Brasil: Publicação do Instituto de Pesquisas Rodoviárias – IPR 718, 2005.

EASA, S.; AMIR, A. E. H. Radius requirements for trucks on three-dimensional reverse horizontal curves with intermediate tangents. **J. Transportation Research Board**, n.1961, p. 83-93, 2006. (Annual Meeting CD-ROM, 2005).

ECHAVEGUREN, T.; BUSTOS, M.; SOLMINIHAC, H. de. Assessment of horizontal curves of an existing road using reliability concepts. **Canadian Journal of Civil Engineering**, Canadá, n. 32, p. 1030-1038, 2005. doi: 10.1139/L05-056 NRC.

ECK R. W.; FRENCH L. J. **Effective superelevation for large trucks on sharp curves and steep grades**. West Virginia, USA: West Virginia Department of Transportation Research Project #153. Morgantown, Oct. 2002.

EJZENBERG, R.; EJZENBERG, S. Acidentes e segurança em curvas descendentes - novo critério de regulamentação de velocidade. In: 15º Congresso brasileiro de transporte e trânsito ANTP. Goiânia, Brasil, 2004. **Anais**. Goiânia, Brasil, 2004.

ERVIN, R. D.; MACADAM, C. C.; BARNES, M. Influence of geometric design of highway ramps on the stability and control of heavy-duty trucks. **Transportation Research Record**, Washington, D.C., USA, n.1052, p. 77-89, 1986.

ERVIN, R. D.; WINKLER, C. B. **Rollover of heavy commercial vehicles UMTRI-99-19**. Ann Arbor, Michigan: The University of Michigan Transportation Research Institute, 1999.

FHWA – Federal Highway Administration. TS&W. In: _____. **Comprehensive truck size and weight study**. Washington, D.C., USA: U.S. Department of Transportation, Federal Highway Administration, 2000. 3v. (FHWA-PL-00-029).

FRICKE, L. B. **Traffic accident reconstruction**. 1st ed. Evanston, Illinois, USA: Northwestern University Traffic Institute, 1990.

GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. 7th ed. Warrendale, PA, USA: Society of Automotive Engineers, 1992.

GLAUZ, W. D.; HARWOOD, D. W. Superelevation and body roll effects on offtracking of large trucks. **Transportation Research Record**, Washington, D.C., n. 1303, p. 01-10, 2000.

HARWOOD, D. W. et al. **Review of truck characteristics as factors in roadway design**. Washington, D.C., USA: National Cooperative Highway Research Program/TRB – Transport Research Board, 2003. (Report 505).

HAUER, E. **Large truck Safety**: A chronological Review of the Literature. Toronto, Canadá: 2000. (versão preliminar não editada). Disponível em: <<http://ca.geocities.com/hauer@rogers.com/download.htm>>. Acesso em: 18 dez. 2008.

_____. **Road grade and safety**. Toronto, Canadá: 2001. (versão preliminar não editada). Disponível em: <<http://ca.geocities.com/hauer@rogers.com/download.htm>>. Acesso em: 18 dez. 2008.

HEALD, K. L. Use of the WHI offtracking formula. **Transportation Research Record**, Washington, D.C., USA, n. 1052, p. 45-53, 1986.

IPEA/DENATRAN/ANTP. **Impactos sociais e econômicos dos acidentes de trânsito nas rodovias brasileiras**: relatório executivo. Brasília, Brasil: 2006.

JINDRA, F. Handling characteristics of tractor-trailer combinations. **Defense Research Laboratories Record**, Washington, D.C., USA, p. 378-394, 1965. (paper nº 650720).

JUJNOVICH, B. Comparative performance of semi-trailer steering systems. In: 7th International symposium on heavy vehicle weights & dimensions, Delft, Holanda, 2002. **Anais**. Delft, Holanda: 2002.

KABBACH JUNIOR, F. I. **Tópicos Avançados de Projeto Geométrico**. São Paulo, SP, Brasil: Escola Politécnica da Universidade de São Paulo – EPUSP, 2007. (notas de aula/não editado).

KONTARATOS, M.; PSARIANOS, B.; YOTIS, A. Minimum horizontal curve radius as function of grade incurred by vehicle motion in driving mode. **Transportation Research Record**, n. 1445, p. 86-93, 1994.

LAMM, R.; PSARIANOS, B.; MAILAENDER, T. **Highway design and traffic safety engineering handbook**. New York, USA: McGraw-Hill, 1999.

LIMPERT, R. **Motor vehicle accident reconstruction and cause analysis**. 5th ed. Charlottesville, Virginia, USA: Lexis Publishing, 1999.

LTSA-NZ – Land Transport Safety Authority. **Heavy vehicle stability guide: Version 1.0.** Wellington, Nova Zelândia: 2008. Disponível em: <<http://www.landtransport.govt.nz/publications/heavy-vehicle-stability-guide.html>>. Acesso em: 18 dez. 2008.

LUCAS, M. de J.; WIDMER, J. A. Características de frenagem da frota brasileira de caminhões e CVCs e sua influência sobre a segurança e capacidade das vias em declives longos. In: CNT/ANPET. **Transporte em transformação IX: trabalhos vencedores do prêmio CNT produção acadêmica 2004.** Brasília, Brasil: Ed. LGE, 2004. p. 181-198.

MAVROMATIS, S.; PSARIANOS, B. Analytical model to determine the influence of horizontal alignment of two-axle heavy vehicles on uprades. **Journal of Transportation Engineering**, v. 129, n. 6, p. 583-589, Nov./Dec. 2003.

MELLO, J. M. H. P.; KOIZUMI, M. S. **Acidentes de trânsito no Brasil: um atlas de sua distribuição.** São Paulo: ABRAMET – Associação Brasileira de Medicina de Tráfego, 2007.

MELO, R. P. de; BARBIERI, N.; BARBIERI, R. **Estabilidade lateral de conjuntos de veículos de carga.** Curitiba, Brasil: PUC-PR – Pontifícia Universidade Católica do Paraná, 2004.

MUELLER, T. H.; PONT, J. J. de; BAAS, P. H. **Heavy vehicle stability versus crash rates.** Wellington, Nova Zelândia: TERNZ – Transport Engineering Research New Zealand, 1999. (Research Report prepared for the LTSA). Disponível em: <<http://www.landtransport.govt.nz/publications/docs/stability.pdf>>. Acesso em: 18 dez. 2008.

NAVIN, F. P. D. Estimating truck's critical cornering speed and factor of safety. **Journal of Transportation Engineering**, v. 118, n. 1, Jan./Feb. 1992 (paper nº 26520).

PEREIRA NETO, W. A.; WIDMER, J. A. Compatibilidade da geometria de segmentos rodoviários brasileiros para o tráfego de veículos longos – o papel do veículo de projeto. In: 5º Congresso brasileiro de rodovias e concessões, Campinas, 2007. **Anais.** Campinas: 2007.

PREM, H. et al. **Definition of potential performance measures and initial standards**: NRTC/AUSTROROADS Project A3 and A4 discussion paper. Melbourne, Austrália: National Road Transport Commission, 2001.

WINKLER, C. B. Rollover of heavy commercial vehicles. **UMTRI Research Review**, Ann Arbor, Michigan, v. 31, n. 4, Oct./Dec. 2000.

WORMLEY, D. N. et al. **Rating system for rollover resistance**. Washington, D.C., USA: NHTSA – National Highway Traffic Safety Administration/TRB – Transport Research Board, 2002. (Special Report 265).

ANEXOS

ANEXO A – Modelo de BONNESON (2000) para veículo unitário com greide em curva para escorregamento e tombamento com deriva

ANEXO B – Análise de KONTARATOS et al. (1994), para veículo unitário com greide em curva para escorregamento

ANEXO C – Modelo de ECK e FRENCH (2002) para veículo combinado com greide em curva para escorregamento

ANEXO D – Modelo de GLAUZ e HARWOOD (2000) para veículo combinado com deriva

ANEXO E – Modelo preliminar para cálculo da redução do SRT de semi-reboques decorrente de frenagem em greide descendente

ANEXOS

ANEXO A – Modelo de BONNESON (2000) para veículo unitário com greide em curva para escorregamento e tombamento com deriva

O modelo de BONNESON (2000, p. 94;ss.) que a seguir se apresenta é baseado na ação de forças estáticas sobre um veículo unitário com 2 eixos representado como “biciclo”, percorrendo curva horizontal com greide longitudinal (ascendente ou descendente). A Figura A.1 apresenta as forças atuantes no veículo, vistas de lado e por cima.

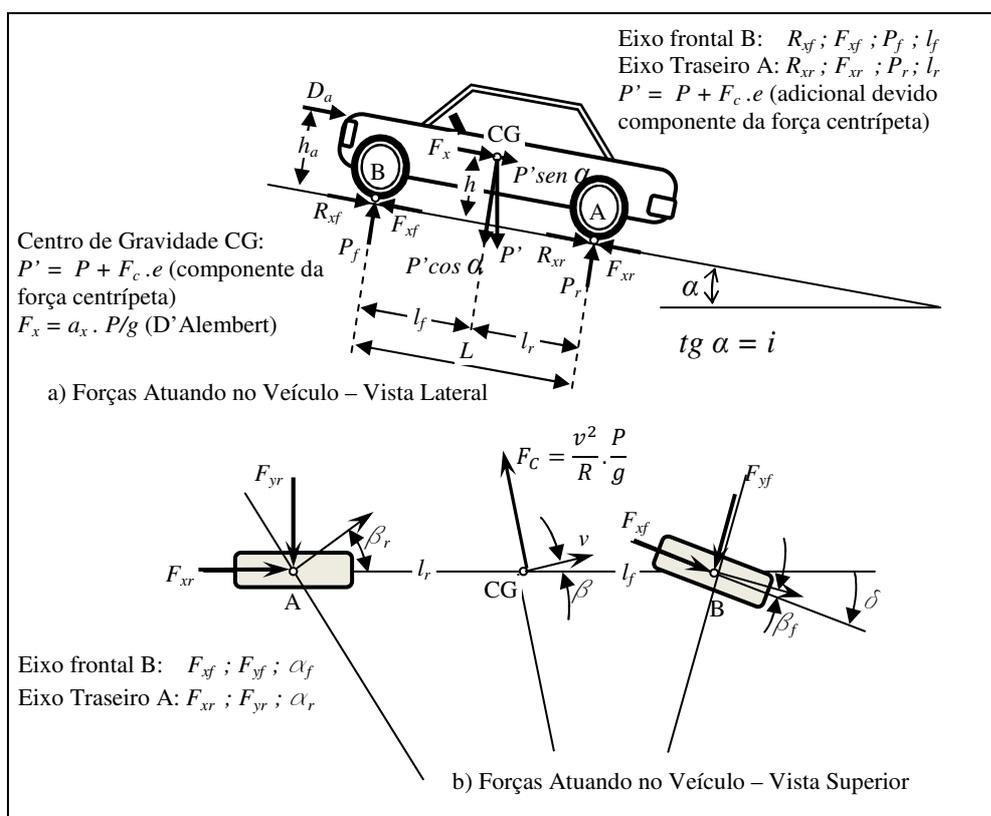


Fig. A.1: Forças atuando em veículo com 2 eixos unitário em representação “biciclo”.

Fonte: Adaptado de BONNESON (2000, p. 94).

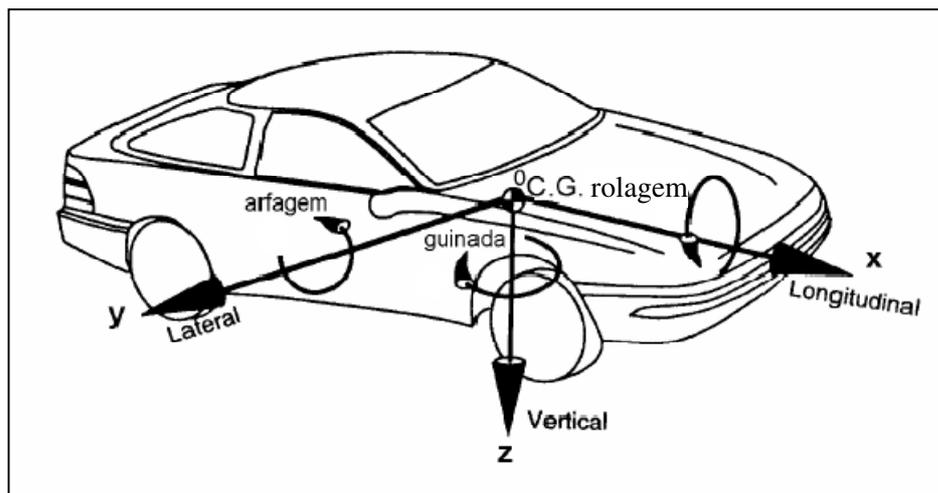


Figura A.2: Sistema de coordenadas no centro de gravidade do veículo.

Fonte: Adaptado de GILLESPIE (1992, p. 08).

➤ Esforços com curva em greide no modelo veicular com deriva

Bonneson (2000) comenta que a representação das forças atuando no veículo é feita por dois ou mais sistemas de coordenadas. Um sistema inercial (X, Y, Z), onde o eixo (X) aponta o eixo da via, o eixo (Y) aponta para a direita. O plano (X, Y) é horizontal com relação à direção da gravidade, e o eixo (Z) é perpendicular ao plano (X, Y), apontando para baixo. O outro sistema de coordenadas (x, y, z) é fixado no centro de gravidade do veículo (Figura A.2), com o eixo (x) apontando na direção longitudinal do veículo, o eixo (y) apontando para a lateral (direita) do veículo, e o eixo (z) perpendicular ao plano (x, y) apontando para baixo.

Cada sistema coordenado do veículo tem seu próprio ângulo de deriva (β) de rotação da velocidade entorno de (z) para alinhamento com seu eixo. Para o sistema fixado no centro e gravidade do veículo, este ângulo representa o ângulo entre o eixo (x) do veículo e o vetor de velocidade (isto é, o eixo X).

Outros sistemas fixados ao veículo poderiam ser usados. Por exemplo, um sistema fixo ao pneu traseiro ou dianteiro tem o mesmo eixo (z), porém o eixo (x) apontará na direção do eixo do pneu traseiro ou dianteiro, respectivamente, e o eixo (y) apontará para seu lado direito. Cada sistema de coordenadas tem um ângulo de guinada ou de rotação em torno do eixo (z).

Segundo o autor, o modelo utilizando os demais sistemas de coordenadas é relativamente intratável, demandando cálculo iterativo (BONNESON, 2000, p. 95), e pode ser simplificado, considerando o movimento de rotação do veículo (corpo rígido) ao longo da curva circular, com as velocidades indicadas na Figura A.1. A condição de corpo rígido implica na igualdade do componente da velocidade na direção do eixo longitudinal do veículo (visto que as distâncias devem permanecer constantes):

$$v_x = V_r \cdot \cos \beta_r = V \cdot \cos \beta = V_f \cdot \cos \beta_f$$

Assim, é igual o módulo das velocidades do CG e dos eixos no sentido (x). Sendo pequenos os ângulos ($\cos \alpha \approx 1$), tem-se:

$$V_r = V = V_f$$

A condição de rotação (com velocidade angular $\omega = V/R$) determina a diferença no componente da velocidade na direção transversal ao eixo do veículo. Tomando como base o centro de gravidade do veículo (onde o ângulo de deriva seria α) e convencionando a rotação anti-horária como positiva, para a roda traseira tem-se:

$$v_{yr} = v_r \cdot \sin \beta_r = v_{yc} + \omega \cdot l_r = V \sin \beta + \omega \cdot l_r$$

Sendo pequenos os ângulos ($\sin \beta \approx \beta$ e $\cos \beta \approx 1$) tem-se:

$$v_r \cdot \beta_r - \frac{v}{R} \cdot l_r = v \cdot \beta$$

Utilizando $\omega = V/R$ e a aproximação ($v_r = v = v_f = V$), obtém-se:

$$\beta_r - \frac{v}{R} \cdot l_r = \beta$$

$$\beta = \beta_r - \frac{l_r}{R}$$

Equação A.1

De forma análoga, para a roda dianteira, chega-se a:

$$\beta_f + \frac{v}{R} \cdot l_f = \beta$$

$$\beta = \beta_f - \frac{l_f}{R}$$

Onde:

β = ângulo de deriva do centro de gravidade do veículo (ângulo de deriva do veículo)

β_r = ângulo de deriva do eixo traseiro do veículo

l_r = distância entre o centro de gravidade e o eixo traseiro

l_f = distância entre o centro de gravidade e o eixo frontal/dianteiro

$L = l_r + l_f$ = distância entre eixos do veículo

Ainda segundo BONNESON (2000), o uso do sistema de coordenadas fixo no centro de gravidade do veículo permite o cálculo aproximado para o fator de atrito lateral demandado, com erro inferior a (5%) para greides na faixa entre (-10% e 10%), sendo a magnitude crescente com o valor absoluto do greide.

A seguir o autor relaciona as forças agindo no veículo em curva com os eixos coordenados, representando os versores unitários do sistema de referência global por $(\bar{X}; \bar{Y}; \bar{Z})$ e os versores unitários do sistema de referência veicular por $(\bar{x}; \bar{y}; \bar{z})$:

$$PESO = P \cdot \bar{Z} = -(P_f + P_r) \cdot \bar{z}$$

$$RESISTÊNCIA AO ROLAMENTO = -(R_{xf} + R_{xr}) \cdot \bar{x}$$

$$RESISTÊNCIA AERODINÂMICA = -D_A \cdot \bar{x}$$

$$TRAÇÃO/FRENAGEM = (F_{xf} + F_{xr}) \cdot \bar{x} \quad (+ \text{tração}; - \text{frenagem})$$

$$ATRITO LATERAL = (F_{yf} + F_{yr}) \cdot \bar{y}$$

Adicionalmente, representa a aceleração atuando no veículo por forças equivalentes, para facilitar a análise estática:

$$FORÇA CENTRÍPETA = -F_c \cdot \bar{Y}$$

$$FORÇA DE ACELERAÇÃO = F_T \cdot \bar{x} \quad (+ \text{tração}; - \text{frenagem})$$

Com:

$$F_c = \frac{v^2}{R} \cdot \frac{P}{g}$$

$$F_T = a_x \cdot \frac{P}{g}$$

Onde:

v = velocidade do veículo na curva [m/s]

a_x = aceleração [m/s²]

P = peso do veículo [N]

g = aceleração da gravidade [m/s²]

➤ Transformação de sistemas de coordenadas e decomposição dos esforços

BONNESON (2000) estabelece a relação entre o sistema de coordenadas inercial e o sistema fixo no veículo através do ângulo de deriva (α), do greide (i), e

da taxa de superelevação (e), sendo que cada um representa, respectivamente, os ângulos de rotação com relação aos eixos (X), (Y), e (Z), redundando na seguinte matriz de transformação entre os dois sistemas:

$$\begin{bmatrix} \bar{X} \\ \bar{Y} \\ \bar{Z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & ie - \alpha & i + \alpha e \\ \alpha & \alpha ie + 1 & \alpha i - e \\ -i & e & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{x} \\ \bar{y} \\ \bar{z} \end{bmatrix} \quad \text{Equação A.2}$$

Nessa matriz o autor utiliza as igualdades matemáticas decorrentes dos pequenos ângulos, assumindo ($tg \theta = i$), ($sen \theta = i$) e ($cos \theta = 1$), onde (θ) é o ângulo da inclinação lateral da pista (superelevação). A mesma hipótese de pequenos ângulos é assumida pelo autor para o greide (α) em [m/m], apontando erro inferior a 1%.

A eliminação dos fatores de segunda ordem na matriz de transformação entre os dois sistemas de coordenadas, não explicitada pelo autor, resulta em:

$$\begin{bmatrix} \bar{X} \\ \bar{Y} \\ \bar{Z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -\alpha & i \\ \alpha & 1 & -e \\ -i & e & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{x} \\ \bar{y} \\ \bar{z} \end{bmatrix} \quad \text{Equação A.3}$$

A relação entre rotação de versores e transformação de coordenadas é claramente discutida em BLUNDELL e HARTY (2004, p. 28-32), onde está também apresentada a matriz para rotação finitas que, na notação adotada, seria:

$$\begin{bmatrix} \bar{X} \\ \bar{Y} \\ \bar{Z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} ca.ci & ce.si.se - sa.ce & ca.si.ce + sa.se \\ sa.ci & sa.si.se + ca.ce & sa.si.ce - ca.se \\ -si & ci.se & ce.ce \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{x} \\ \bar{y} \\ \bar{z} \end{bmatrix} \quad \text{Equação A.4}$$

(onde c indica a função cosseno e s indica a função seno).

A Equação A.3 permite obter a transformação de um vetor expresso no

sistema de coordenadas inercial (fixado na Terra) para o sistema de coordenadas fixado no centro de gravidade do veículo.

A aplicação deste esquema é simples. Tome-se, como exemplo, o caso da força peso (P na direção \bar{Z} , sentido negativo) e da força centrífuga inercial (F_c na direção \bar{Y} , sentido positivo nas curvas à direita e negativo nas curvas à esquerda). No sistema de referência veicular, a força peso $P.\bar{Z}$ é transformada usando o resultado da última linha da Equação A.3:

$$(\bar{Z} = -i.\bar{x} + e.\bar{y} + \bar{z})$$

Obtendo-se:

$$(P.\bar{Z} = -i.P.\bar{x} + e.P.\bar{y} + P.\bar{z})$$

Analogamente a força centrífuga inercial ($-F_c.\bar{Y}$) é transformada usando o resultado da segunda linha da Equação A.3:

$$(\bar{Y} = \alpha.\bar{x} + \bar{y} - e.\bar{z})$$

Obtendo-se:

$$(-F_c.\bar{Y} = -\alpha.F_c.\bar{x} - F_c.\bar{y} + e.F_c.\bar{z})$$

A equação acima foi expressa como rotação dos versores e não como transformação de coordenadas, como em BONNESON (2000), cujo resultado seria a matriz transposta, de forma compatível com a decomposição dos esforços nas equações apresentadas a seguir.

➤ **Solução dos esforços no modelo veicular com deriva**

Para o modelo, as seguintes hipóteses foram também assumidas por Bonneson (2000):

- ✓ O condutor aplica potência suficiente para manter a velocidade desejada na curva. Não foram consideradas rampas que requeressem maior potência que o disponível;
- ✓ O condutor reduz velocidade antes de entrar na curva, com taxa de $-0,85 \text{ m/s}^2$, e faz a curva com velocidade constante;
- ✓ A aceleração no eixo traseiro do veículo é nula;
- ✓ Todos os produtos de dois dos três fatores (α , i , e) são considerados nulos; e
- ✓ São iguais as alturas do centro de gravidade (h) e do centro da área frontal (h_a).

Assim, o autor obtém as forças atuantes nas direções x, y, e z:

$$\Sigma F_x: -P \cdot i - F_c \cdot \alpha - D_A - R_{xr} - R_{xf} + (F_{xr} + F_{xf}) = a_x \cdot P/g$$

$$\Sigma F_y: W \cdot e - F_c + F_{yr} + F_{yf} = 0$$

$$\Sigma F_z: W + F_c \cdot e - W_f - W_r = 0$$

O autor relaciona o ângulo de deriva do pneu traseiro com a força centrípeta atuante no veículo, o peso do veículo, o coeficiente de esterçamento dos pneus (indistintamente traseiro e dianteiro):

$$\beta_r = \frac{F_c - P \cdot e}{P \cdot C C_\beta}$$

Equação A.5

Onde:

β_r = ângulo de deriva do pneu traseiro [radianos]

F_c = força centrípeta atuante sobre o veículo [N]

P = peso do veículo [N]

e = superelevação [m/m]

CC_β = coeficiente de esterçamento [radianos⁻¹]

A obtenção desta equação será discutida adiante, com base na expressão semelhante de GILLESPIE (1992, p. 98) relacionando o ângulo de deriva e as forças laterais de esterçamento (resultantes da diferença entre a direção do eixo do veículo e a direção do movimento).

Em seguida, BONNESON (2000, p. 96) explicita a força (F_x) necessária para manter a aceleração/frenagem (a_x):

$$F_x = a_x \cdot \frac{P}{g} + P \cdot i + F_c \cdot \alpha + D_A + R_x \leq F_{x,max}$$

Equação A.6

Com:

$$F_{x,max} = \frac{1000 \cdot \eta}{v \cdot R_{MP}} \cdot \frac{P}{g}$$

$$D_A = 0,6082 \cdot C_D \cdot A_f \cdot v^2$$

$$R_x = R_{xf} + R_{xr} = P(b_0 + b_1 v^{b_2})$$

$$\beta = \beta_r - \frac{c}{R}$$

Onde:

F_x = força de tração ou frenagem [N]

η = eficiência motora (=0,90)

R_{MP} = razão massa/potência [kg/kW]

$F_{x,max}$ = força máxima de tração do motor [N]

D_A = força de arrasto aerodinâmico do veículo [N]

A_f = área frontal do veículo [m²]

R_x = resistência ao rolamento das rodas frontais R_{xf} e traseiras R_{xr} [N]

$b_0, b_1, b_2 =$ coeficientes de calibração
 $\beta =$ ângulo de deriva do veículo [radianos]

O autor a seguir apresenta as reações (P_r) e (P_f) nos eixos do biciclo, a partir do equilíbrio dos momentos das forças atuantes no veículo indicadas na Figura A.1.a, com relação ao eixo (y), no ponto A (interface dos pneus traseiros com o pavimento) e no ponto B (interface dos pneus frontais com o pavimento):

$$P_r = (P + F_c \cdot e) \cdot \frac{l_f}{L} + (D_A + P \cdot i + F_c \cdot \beta) \cdot \frac{h}{L} = 0$$

Equação A.7

$$P_f = (P + F_c \cdot e) \cdot \frac{l_r}{L} - (D_A + P \cdot i + F_c \cdot \beta) \cdot \frac{h}{L} = 0$$

Equação A.8

A Equação A.8 é demonstrada pelo equilíbrio dos momentos em torno do eixo (y) no Ponto A da Figura A.1.a (a Equação A.7 é deduzida analogamente, considerando momentos em torno do Ponto B da mesma figura):

$$M_A = 0$$

$$h_a \cdot D_A + h \cdot F_x + h \cdot P' \cdot \text{sen} \theta - l_f \cdot P' \cdot \text{cos} \theta + L \cdot P_f = 0$$

$$L \cdot P_f = l_f \cdot P' \cdot \text{cos} \theta - h_a \cdot D_A - h \cdot F_x - h \cdot P' \cdot \text{sen} \theta$$

Considerando ($h_a = h$), e sendo ($P' = P + F_c \cdot \text{sen} e$):

$$L \cdot P_f = l_f \cdot (P + F_c \cdot \text{sen} e) \cdot \text{cos} \theta - h \cdot D_A - h \cdot F_x - h \cdot (P + F_c \cdot \text{sen} e) \cdot \text{sen} \theta$$

Considerando ($\text{cos} \theta = 1$), ($\text{sen} \theta = \theta = i \%$), ($\text{sen} e = e\%$), e sendo ($\text{sen} e \cdot \text{sen} \theta \approx 0$):

$$L \cdot P_f = l_f \cdot (P + F_c \cdot e) - h \cdot D_A - h \cdot F_x - h \cdot P \cdot i$$

Explicitando (P_f) e rearranjando os termos:

$$P_f = (P + F_c \cdot e) \cdot \frac{l_f}{L} - (D_A + P \cdot i + F_x) \cdot \frac{h}{L} = 0$$

$$P_f = (P + F_c \cdot e) \cdot \frac{l_f}{L} - (D_A + P \cdot i + F_c \cdot \beta) \cdot \frac{h}{L} = 0$$

Na comparação entre a equação geral agora deduzida, e a Equação A.8 particularizada de BONNESON (2000), o termo ($F_c \cdot \beta$), conforme se observa na Figura A.1b, corresponde à componente longitudinal da força centrípeta (originária da deriva β) que se opõe ao deslocamento, corresponde ao termo geral (F_x). Porém essa não é a única, e muito menos a maior, força longitudinal atuante.

Pois, para que a velocidade permaneça constante, com o veículo percorrendo uma curva inclinada longitudinalmente, a força ($a_x \cdot P/g$) decorrente da componente longitudinal da força gravitacional estará agindo, sendo de tração (para manter a velocidade constante na subida), ou de frenagem (para manter a velocidade constante na descida). Esta força é indicada na Figura A.1.a, com a notação de D'Alembert.

As forças laterais (F_{yf}) e (F_{yr}) são obtidas por Bonneson através do equilíbrio de momentos em relação ao eixo (z), conforme mostrado na Figura A.1.b:

$$F_{yr} = (F_c - P \cdot e) \cdot \frac{l_f}{L}$$

Equação A.9

$$F_{yf} = (F_c - P \cdot e) \cdot \frac{l_r}{L}$$

Equação A.10

A Equação A.9 é demonstrada pelo equilíbrio de momentos em torno do eixo (z) no Ponto A da Figura A.1.b:

$$M_A = 0$$

$$F_{yr} \cdot L - F_c \cdot \cos \alpha \cdot l_f + P \cdot e \cdot l_f = 0 \quad \blacktriangleright \quad F_{yr} \cdot L = F_c \cdot \cos \alpha \cdot l_f - P \cdot e \cdot l_f$$

Considerando ($\cos \alpha = 1$) e explicitando-se (F_{yr}), chega-se à Equação A.9, conforme usada por Bonneson (2000).

Analogamente, a Equação A.10 pode ser demonstrada calculando os momentos em torno do eixo (z), no Ponto B da Figura A.1.b:

$$M_B = 0$$

$$F_{yf} \cdot \cos \delta \cdot L + F_{xf} \cdot \sin \delta \cdot L - F_c \cdot \cos \beta \cdot l_r + P \cdot e \cdot l_r = 0$$

Considerando ($\cos \alpha = 1$) conforme anteriormente feito, porém adicionalmente adotando a simplificação ($\cos \delta = 1$) e ($\sin \delta = 0$), tem-se:

$$F_{yf} \cdot L - F_c \cdot l_r + P \cdot e \cdot l_r = 0$$

Explicitando (F_{yf}), chega-se à Equação A.10, conforme usada por Bonneson (2000).

Pode-se, no entanto, considerar esta última redução criticável posto que o ângulo de esterçamento, mormente em curvas fechadas, não pode a rigor ser considerado “pequeno ângulo”.

➤ **Condição de escorregamento no modelo veicular com deriva**

Tendo assim obtido as forças laterais e normais nos eixos, o autor calcula o fator de atrito lateral demandado nos pneus frontais e traseiros:

$$f_{yr,D} = \frac{F_{yr}}{W_r}$$

Equação A.11

$$f_{yf,D} = \frac{F_{yf}}{W_f}$$

Equação A.12

Sendo o fator de atrito crítico aquele fornecido pelo eixo mais solicitado tem-se:

$$f_{y,D} = \max [f_{yf,D}; f_{yr,D}]$$

Equação A.13

Assim, a falha por escorregamento do modelo biciclo é verificada por eixo, diferentemente do modelo de massa pontual (onde a falha de escorregamento considera o veículo como um todo). Limpert (1999) estuda a falha por pneu, sugerindo um conceito de eficiência “em curva” (similar ao de eficiência de frenagem), que esteve implícito no fator de ajustamento proposto por McAdam et al. (1985 apud HARWOOD et al., 2003, p. 105) para veículos pesados.

A análise de sensibilidade desenvolvida por Bonneson (2000) considerou apenas automóveis e caminhões unitários, abrangendo a seguinte faixa de variação:

- Velocidade: 50 km/h e 110 km/h;
- Raio: 45 m; 60 m; 120 m, para V = 50 km/h
230 m; 335 m; 825 m para V = 110 km/h
- Greide: – 10% até + 10%, variando com passo 2%
- Superelevação: 0 até 12%, variando com passo 2%

Nota-se que a análise de sensibilidade efetuada por Bonneson (2000) não analisou as curvas de velocidade inferior a 50 km/h, sendo que na exploração

numérica desenvolvida no item 3 deste trabalho, as margens de segurança ao tombamento lateral de veículos pesados, e mesmo de escorregamento, são exíguas e insuficientes para curvas com velocidades a partir de 30 km/h.

Na análise de sensibilidade, o autor utilizou a restrição imposta pela elipse de aderência, que reduz o fator de atrito lateral disponível ($f_{y,sl}^*$) devido aos esforços longitudinais, calculado pelas Equações A.11 e A.12.

$$f_{y,sl}^* = f_{y,max,sl} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{f_{x,D}}{f_{x,max,sl}} \right)^2}$$

Com:

$$f_{x,D} = \begin{cases} \frac{F_x}{P_r}, & F_x \geq 0 \\ \frac{F_x}{P}, & F_x < 0 \end{cases}$$

Equação A.14

Onde:

$f_{y,sl}^*$ = fator de atrito lateral disponível, limitado pela solicitação longitudinal

$f_{y,max,sl}$ = fator de atrito lateral máximo

$f_{x,D}$ = fator de atrito longitudinal demandado para aceleração/frenagem

$f_{x,max,sl}$ = fator de atrito longitudinal máximo (considerado aprox. igual a $f_{y,max,sl}$)

➤ Condição de tombamento no modelo veicular com deriva

O autor desenvolve modelo de fator de atrito lateral para tombamento, determinando o fator de atrito lateral demandado para criar forças laterais cujo momento determine o tombamento lateral do veículo (BONNESON, 2000, p. 100). É empregada a análise de forças estáticas agindo num veículo em curva plana (greide

nulo) e não superelevada..

Através desse modelo, representado na Figura A.3, o autor introduz a bitola e a rolagem do veículo na determinação do limite estático de tombamento. Calculando o momento no centro de rolagem, obtém-se o ângulo de rolagem Φ :

$$\Phi = \frac{F_c - e \cdot P}{\frac{K_{\phi r} + K_{\phi f}}{p_s \cdot (h - h_o)} - e \cdot F_c - P}$$

Equação A.15

Onde:

Φ = ângulo de rolagem, [radianos]

$K_{\phi r}$ = resistência à rolagem do eixo traseiro, [N-m/radianos]

$K_{\phi f}$ = resistência à rolagem do eixo frontal, [N-m/radianos]

p_s = relação entre massa suspensa e massa total do veículo

Calculando-se o momento em torno dos pneus externos (lado direito), se obtém as equações da força normal nos pneus internos, frontal e traseiro, conforme indicado na Figura A.3:

$$F_{zi,r} = \frac{1}{t} \cdot \left[P_r \cdot \left(\frac{t}{2} - \Phi \cdot (h - h_o) \right) - h \cdot F_{yr} \right]$$

Equação A.16

$$F_{zi,f} = \frac{1}{t} \cdot \left[P_f \cdot \left(\frac{t}{2} - \Phi \cdot (h - h_o) \right) - h \cdot F_{yf} \right]$$

Equação A.17

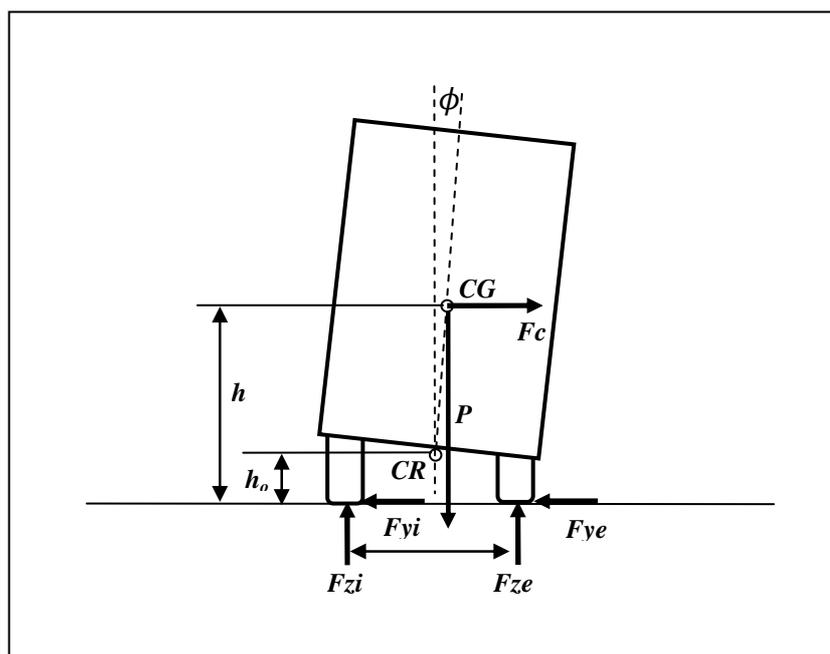


Fig. A.3: Forças atuantes em veículo bidimensional unitário em curva, Modelo para Tombamento de BONNESON (2000, p. 100).

O autor estabelece força normal interna nula como condição de início de tombamento, e resolve as equações de (Φ) , $(F_{zi,r})$ e $(F_{zi,f})$ por técnica de interação, assumindo inicialmente um valor para o raio (R) , e calculando as forças normais no lado interno. Se nenhuma delas for igual a zero, um raio menor é escolhido, sendo o processo repetido até que uma das normais resulte nula. Assim, é obtido o fator equivalente de atrito lateral para tombamento lateral:

$$f_{y,max,r} = \min \left[f_{yr} = \frac{F_{yr}}{P_r}; f_{yf} = \frac{F_{yf}}{P_f} \right] \quad \text{Equação A.18}$$

Onde:

$f_{y,max,r}$ = fator equivalente de atrito lateral para tombamento

Note-se que, no estudo do limite de tombamento lateral relacionado com atrito lateral, busca-se o fator equivalente de atrito que o pavimento deve fornecer

para que o veículo tombe antes de escorregar. Desta forma, pode-se desconsiderar a redução do atrito lateral disponível decorrente de frenagem ou aceleração (elipse de aderência), a qual, se ocorrer, automaticamente afastará a possibilidade de momento que leve ao tombamento, pois o veículo escorregará antes.

➤ **Análise da solução dos esforços no modelo com deriva de BONNESON (2000)**

Diversas passagens de BONNESON (2000) apresentadas acima são criticáveis, sendo que a análise do modelo de biciclo com deriva tradicional (Gillespie, 1992) evita muitas das simplificações que tiveram de ser adotadas. O procedimento resultante é, no entanto, extremamente simples (note-se que o processo de cálculo é direto, partindo da aceleração centrífuga e dos dados geométricos da curva e do greide percorrido).

Interessa verificar se a análise de BONNESON (2000) é compatível com a formulação tradicional, como apresentada em GILLESPIE (1992), por exemplo.

Para a comparação com a metodologia utilizada por GILLESPIE (1992) que se pretende efetuar será necessário apresentar suas duas distintas condições de deriva de veículo em curva horizontal, a saber:

- Deriva em curva horizontal sem forças de tração (Ibid., p. 199;ss.).
- Deriva em curva horizontal com forças de tração (Ibid., p. 223;ss.).

✓ **Deriva em curva horizontal sem forças de tração**

GILLESPIE (1992, p. 199), admitindo curva plana em nível e sem superelevação, obtém expressão correspondente é obtida da simples condição de momento nulo em relação ao centro de massa, conforme indicado na Figura A.4.

$$F_{yf} \cdot l_f - F_{yr} \cdot l_r = 0$$

$$F_{yf} = F_{yr} \cdot \frac{l_r}{l_f}$$

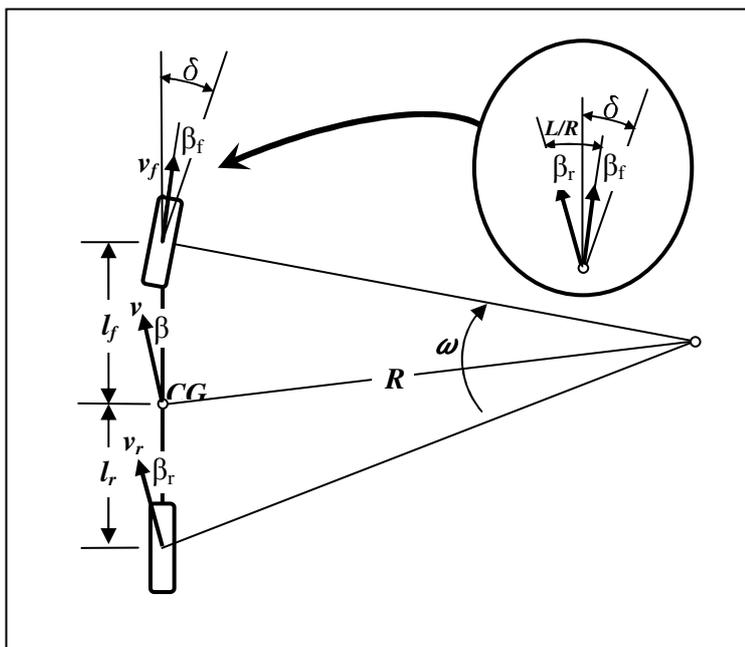


Fig. A4: Esterçamento de Modelo Biciclo sem tração.
Fonte: Adaptado de GILLESPIE (1992, p. 201).

Onde:

δ = ângulo de esterçamento dos pneus dianteiros

β = ângulo de deriva do veículo

β_r = ângulo de deriva do pneu traseiro (*rear axle*)

β_f = ângulo de deriva do pneu dianteiro (frontal ou *front axle*)

v, ω = velocidade (v) e velocidade angular (v/R) do veículo

l_r = distância entre o CG e o eixo traseiro (*rear axle*)

l_f = distância entre o CG e o eixo dianteiro (frontal ou *front axle*)

O autor, considerando pequenos os ângulos (β_r) e (β_f) sem mencionar explicitamente, indica que a soma das forças na direção lateral dos pneus deve ser igual à força centrípeta:

$$\frac{m \cdot v^2}{R} = F_{yf} + F_{yr}$$

Equação A.19

Onde:

v = módulo da velocidade do veículo na curva

m = massa do veículo

F_{yr} = força lateral (na direção y) no pneu traseiro (*rear*)

F_{yf} = força lateral (na direção y) no pneu frontal

Substituindo e explicitando (F_{yr}):

$$\frac{m \cdot v^2}{R} = F_{yr} \cdot \frac{l_r}{l_f} + F_{yr} = F_{yr} \cdot \left(\frac{l_r}{l_f} + 1 \right) = F_{yr} \cdot \frac{(l_f + l_r)}{l_f} = F_{yr} \cdot \frac{L}{l_f}$$

$$F_{yr} = m \cdot \frac{l_f}{L} \cdot \frac{v^2}{R}$$

Sendo nula a força de tração, GILLESPIE (p.13) mostra que $\left(m \cdot \frac{l_f}{L} = \frac{P_r}{g} \right)$, logo:

$$F_{yr} = P_r \cdot \frac{v^2}{g \cdot R}$$

Equação A.20

Analogamente:

$$F_{yf} = P_f \cdot \frac{v^2}{g \cdot R}$$

Equação A.21

Ao fazer esta substituição, GILLESPIE desconsidera a superelevação da pista (que alivia a força normal no pneu mais elevado). Esse efeito poderia ser introduzido na Equação A.21 através do fator de correção $(1 - e)$, conforme BONNESON (Equação A.5).

Na medida em que o autor utiliza o modelo biciclo “puro” (sem considerar a bitola dos eixos), suas equações desconsideram o momento de tombamento, que alivia a força normal no pneu interno à curva e aumenta no pneu externo, mantendo inalterada sua soma.

Para ângulos de esterçamento de até 5 graus, GILLESPIE (1992, p. 198) define a força lateral (*cornering force*) no pneu através de equação que utiliza o “*cornering stiffness*” ou rigidez de esterçamento (C_β), que se relaciona com a força de esterçamento através da expressão ($F_y = C_\beta \cdot \alpha$), sendo (F_y) a força de esterçamento (p. 199 e ss.):

$$F_y = C_\beta \cdot \beta \quad \blacktriangleright \quad \beta = \frac{F_y}{C_\beta} \quad \text{Equação A.22}$$

Onde:

C_β = rigidez ao estiramento do pneu

Assim, o autor reescreve os ângulos (β_r) e (β_f) da seguinte forma:

$$\beta_r = \frac{P_r \cdot v^2}{C_{\beta r} \cdot g \cdot R} \quad \text{Equação A.23}$$

$$\beta_f = \frac{P_f \cdot v^2}{C_{\beta f} \cdot g \cdot R} \quad \text{Equação A.24}$$

A rigidez de esterçamento, por sua vez, decorre do coeficiente de esterçamento e da força normal nos pneus, sendo ($C C_\beta = C_\beta / F_z$), sendo ($F_z = P_r$) no eixo traseiro.

Considerando que os pneus nos dois eixos apresentam a mesma rigidez ao esterçamento ($C_{\beta r} = C_{\beta f} = C_\beta$), a Equação A.23 pode ser reescrita:

$$\beta_r = \frac{P_r \cdot v^2}{C_{\beta r} \cdot g \cdot R} = \frac{P_r \cdot v^2}{(CC_{\beta} \cdot P_r) \cdot g \cdot R} = \frac{v^2}{CC_{\beta} \cdot g \cdot R}$$

$$\beta_r = \frac{v^2}{CC_{\beta} \cdot g \cdot R}$$

Equação A.25

A fórmula de (β_r) é basicamente a mesma, seja pela Equação A.25 derivada de Gillespie, seja a partir da Equação A.5 obtida por BONNESON (2000, p. 96). As diferenças para o cálculo de (β_r) entre os modelos de BONNESON e GILLESPIE são:

- GILLESPIE admite que os pneus dianteiros e traseiros tenham mesmo (C_{β}), enquanto BONNESON diferencia o (C_{β}) dos dois eixos;
- BONNESON considerou o efeito da superelevação na força normal, ignorado por GILLESPIE; e
- Sem que constitua efetiva diferença de modelo, mas sendo apenas diferença de forma ou estilo, BONNESON utilizou o “*cornering coefficient*” ou coeficiente de esterçamento (CC_{β}), ao passo que Gillespie utilizou o “*cornering stiffness*” ou rigidez ao esterçamento (C_{β}), sendo relacionados através da fórmula ($CC_{\beta} = C_{\beta}/F_z$), ou seja ($CC_{\beta} = C_{\beta}/P_r$) para o eixo traseiro.

Transcrevendo novamente a Equação A.5 de Bonneson:

$$\beta_r = \frac{F_c - P \cdot e}{P \cdot CC_{\beta}}$$

Equação A.5
(novamente transcrita)

Desconsiderando-se o efeito da superelevação, e substituindo $(F_c = \frac{v^2}{R} \cdot \frac{P}{g})$:

$$\beta_r = \frac{F_c}{P \cdot CC_\beta} = \frac{\left(\frac{v^2}{R} \cdot \frac{P}{g}\right)}{P \cdot CC_\beta} = \frac{v^2}{CC_\beta \cdot g \cdot R}$$

$$\beta_r = \frac{v^2}{CC_\beta \cdot g \cdot R}$$

Que é igual à Equação A.25 derivada de GILLESPIE (1992).

Para curvas em baixa velocidade, o ângulo de esterçamento, na condição de pequenos ângulos, é dado pela expressão $(\delta = 57,3 \cdot L/R)$, conhecido como Ângulo de Ackerman (GILESPIE, 1992, p. 196). Para curvas com velocidade maior, com deriva, Gillespie, com base no estudo da geometria do veículo em curva mostrada na Figura A.4 (vide detalhe no círculo), apresenta a Equação A.26 para o ângulo de esterçamento com deriva, em função do Ângulo de Ackerman (expresso em graus: $180^\circ/\pi = 57,3$) e dos ângulos de deriva nos eixos traseiro e dianteiro do “biciclo”:

$$\delta = 57,3 \frac{L}{R} + \beta_f - \beta_r \quad \text{Equação A.26}$$

A Equação A.26 segue demonstrada, considerando as velocidades indicadas na Figura A.4, sendo pequenos os ângulos, na condição de corpo rígido:

Condição de rotação ($\omega = v/R$):

$$-v_f \cdot \text{sen}(\delta - \beta_f) = v \cdot \text{sen} \alpha - \omega \cdot l_f \quad (\text{considerando o sentido de } (v_f))$$

Sendo pequenos os ângulos ($\text{sen} \alpha \approx \alpha$), e ($\omega = v/R$):

$$-v_f \cdot (\delta - \beta_f) = v \cdot \alpha - v/R \cdot l_f$$

Vimos anteriormente que ($v = v_f = v_r$):

$$-\delta + \beta_f = \beta - \frac{l_f}{R} \quad \blacktriangleright \quad \delta = \beta_f - \beta + \frac{l_f}{R}$$

Substituindo ($\beta = \beta_r - \frac{l_r}{R}$) da Equação 3.37 anterior:

$$\delta = \beta_f - \left(\beta_r - \frac{l_r}{R} \right) + \frac{l_f}{R}$$

$$\delta = \beta_f - \beta_r + \frac{l_r}{R} + \frac{l_f}{R}$$

Sendo ($l_r + l_f = L$) temos:

$$\delta = \beta_f - \beta_r + \frac{L}{R}$$

$$\delta = \frac{L}{R} + \beta_f - \beta_r$$

Exprimindo (L/R) em radianos ($180^\circ/\pi = 57,3$) chega-se à Equação A.26.

Substituindo na Equação A.26 o valor de (β_r) dado pela Equação A.23, bem como o valor de (α_f) conforme Equação A.24, temos:

$$\delta = 57,3 \frac{L}{R} + \frac{P_f \cdot v^2}{C_{\beta_f} \cdot g \cdot R} - \frac{P_r \cdot v}{C_{\beta_r} \cdot g \cdot R} \quad \text{Equação A.27}$$

$$\delta = 57,3 \frac{L}{R} + \left(\frac{P_f}{C_{\beta_f}} - \frac{P_r}{C_{\beta_r}} \right) \cdot \frac{v^2}{g \cdot R}$$

Onde:

δ = ângulo de esterçamento das rodas dianteiras

L = distância entre-eixos

R = raio da curva

V = velocidade

g = aceleração da gravidade (9,79 m/s²)

P_f = carga no eixo frontal

P_r = carga no eixo traseiro (*rear*)

$C_{\beta f}$ = coeficiente de rigidez ao esterçamento do pneu frontal

$C_{\beta r}$ = coeficiente de rigidez ao esterçamento do pneu traseiro (*rear*)

GILLESPIE (1992, p. 202) define o gradiente de esterçamento (K_δ) como sendo:

$$K_\delta = \frac{P_f}{C_{\beta f}} - \frac{P_r}{C_{\beta r}}$$

E assim reescreve a Equação A.27, substituindo ($a_y = v^2/g.R$)

$$\delta = 57,3 \frac{L}{R} + K_\delta \cdot a_y$$

Equação A.28

✓ Deriva em curva horizontal com forças de tração

GILLESPIE (1992, p. 224), para a mesma curva plana em nível e ausência de superelevação, introduzindo forças de tração, obtém nova expressão para o ângulo de esterçamento das rodas dianteiras δ , com forças indicadas na Figura A.5:

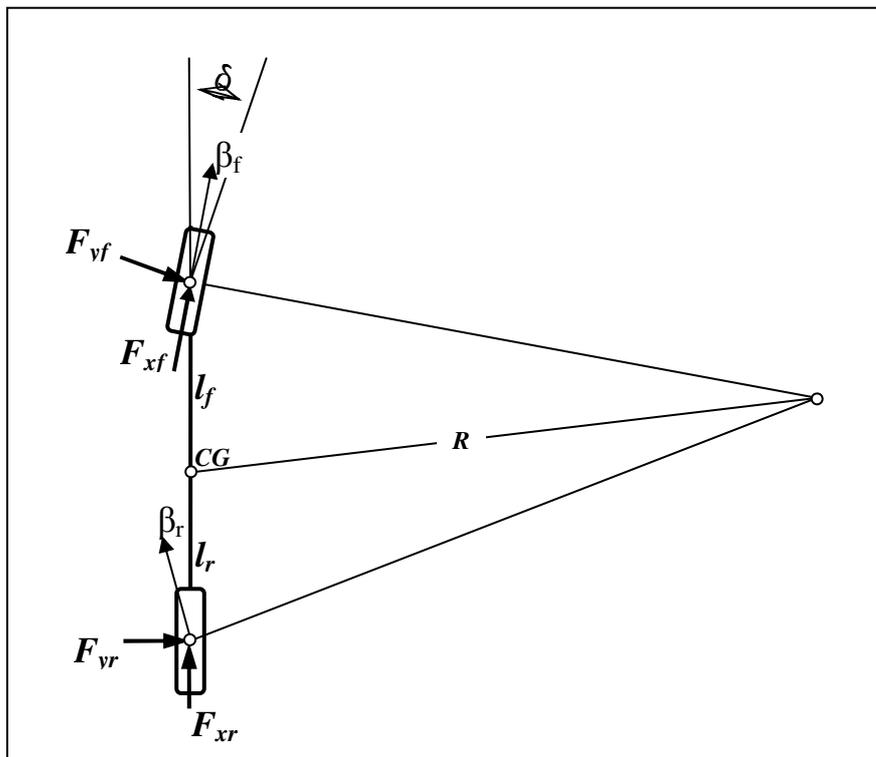


Fig. A.5: Esterçamento de Modelo Biciclo com tração.

Fonte: Adaptado de GILLESPIE (1992, p. 224).

O equilíbrio de forças, considerando os momentos nos eixos dianteiro e traseiro resulta em:

$$\frac{P_f \cdot V^2}{R \cdot g} = F_{yf} \cdot \cos(\alpha_f + \delta) + F_{yr} \cdot \sin(\beta_f + \delta)$$

Equação A.29

$$\frac{P_r \cdot V^2}{R \cdot g} = F_{yr} \cdot \cos \beta_r + F_{yf} \cdot \sin \beta_r$$

Equação A.30

Onde:

P_f, P_r = carga no eixo frontal e no eixo traseiro (*rear*)

R = raio da curva

V = velocidade

F_{yf}, F_{yr} = força lateral (na direção y) nos eixos frontal e traseiro (*rear*)

F_{xf}, F_{xr} = força lateral (na direção x) no pneu frontal e traseiro (*rear*)

δ = ângulo de esterçamento das rodas dianteiras

L = distância entre-eixos

g = aceleração da gravidade ($9,79 \text{ m/s}^2$)

$C_{\beta f}$ = coeficiente de rigidez ao esterçamento do pneu frontal

$C_{\beta r}$ = coeficiente de rigidez ao esterçamento do pneu traseiro (*rear*)

Utilizando-se novamente a mesma Equação A.26, que relaciona geometricamente os ângulos de deriva:

$$\delta = 57,3 \frac{L}{R} + \beta_f - \beta_r$$

E substituindo-se os ângulos de deriva pelas equações ($\alpha_f = F_{yf}/C_{\beta f}$) e ($\alpha_r = F_{yr}/C_{\beta r}$), sendo as forças definidas nas Equações A.29 e A.30, explicitando (δ) têm-se:

$$\delta = \frac{57,3 \cdot L/R}{1 + F_{xf}/C_{\beta f}} + \frac{\frac{P_f}{C_{\beta f}} \cdot \frac{V^2}{g \cdot R}}{1 + F_{xf}/C_{\beta f}} + \frac{\frac{P_r}{C_{\beta r}} \cdot \frac{V^2}{g \cdot R}}{1 + F_{xr}/C_{\beta r}}$$

Equação A.31

Sendo ($\beta_f = F_{yf}/C_{\beta f}$) e ($\beta_r = F_{yr}/C_{\beta r}$) muito menores do que a unidade, pode-se adotar:

$$\frac{1}{1 + F_{xf}/C_{\beta f}} \approx 1 - F_{xf}/C_{\beta f}$$

$$\frac{1}{1 + \frac{F_{xr}}{C_{\beta r}}} \approx 1 - \frac{F_{xr}}{C_{\beta r}}$$

Substituindo na Equação A.31 e rearranjando para explicitar (δ) tem-se:

$$\delta = \frac{57,3 \cdot L/R}{1 + \frac{F_{xf}}{C_{\beta f}}} + \left[\left(\frac{P_f}{C_{\beta f}} - \frac{P_r}{C_{\beta r}} \right) - \left(\frac{P_f}{C_{\beta f}} \cdot \frac{F_{xf}}{C_{\beta f}} - \frac{P_r}{C_{\beta r}} \cdot \frac{F_{xr}}{C_{\beta r}} \right) \right] \cdot \frac{V^2}{g \cdot R} \quad \text{Equação A.32}$$

Vimos, nos comentários efetuados sobre as Equações A.21 e A.25, que o Modelo de bicicleta de GILLESPIE (1992) desconsidera as variações da normal entre os pneus internos e externos à curva, tanto as decorrentes de superelevação como as decorrentes do momento de tombamento.

Devido à existência de forças longitudinais, haverá transferência dinâmica de carga entre eixos, afetando (P_r) e (P_f). O próprio GILLESPIE (1992, p. 13) deduz a equação da carga dinâmica nos eixos, de modo semelhante ao de Bonneson (2000) reproduzido nas Equações A.7 e A.8 anteriores, e que, de modo simplificado (desconsiderando-se a existência de reboque no veículo), pode ser assim calculada:

Momento no ponto A indicado na Figura A.1:

$$P_f \cdot L + D_a \cdot h_a + \frac{P}{g} \cdot a_x \cdot h + P \cdot h \cdot \text{sen } i - P \cdot l_r \cdot \text{cos } i = 0$$

Explicitando (P_f):

$$P_f = \frac{\left(P \cdot l_r \cdot \text{cos } i - \frac{P}{g} \cdot a_x \cdot h - D_a \cdot h_a - P \cdot h \cdot \text{sen } i \right)}{L} \quad \text{Equação A.33}$$

Analogamente, calculando o Momento no Ponto B da mesma Figura A.1, e explicitando (P_r) obtém-se:

$$P_r = \frac{\left(P \cdot l_f \cdot \cos i + \frac{P}{g} \cdot a_x \cdot h + D_a \cdot h_a + P \cdot h \cdot \sin i \right)}{L}$$

Equação A.34

Onde:

 P = peso do veículo i % = $\text{tg } \theta$ declividade longitudinal a_x = aceleração (tração ou frenagem) D_a = força aerodinâmica

A apresentação de GILLESPIE (1992) não trata explicitamente da decomposição dos esforços com a hipótese de ângulos pequenos de deriva e esterçamento. No entanto, pelas demonstrações anteriormente efetuadas, pode-se ver que Bonneson admitiu estas condições, inclusive até, de forma discutível, para o ângulo de esterçamento (vide dedução após a Equação A.10). BONNESON (2000, p. 199) afirma que o modelo biciclo produz resultados satisfatórios quando o raio da curva (R) é muito maior que a distância entre eixos (L), tornando desprezível a diferença de ângulos de esterçamento dos pneus internos e externos à curva. Porém para curvas de baixa velocidade, com raios a partir de 30 m, essa hipótese não mais se aplica para veículos pesados, que podem apresentar (L) da ordem de 10m (DNIT, 2005, p. 85) ou mais.

ANEXO B – Análise de KONTARATOS et al. (1994), para veículo unitário com greide em curva para escorregamento

Visando a contemplar o efeito do greide no escorregamento lateral de veículos percorrendo curvas ditas “horizontais”, KONTARATOS et al. (1994) apresentam e utilizam um modelo considerando um automóvel “biciclo”, conforme Gillespie (1992, p. 201), sensível à frenagem (*brake*) e à aceleração (*drive*), utilizando valores majorados (de pico) do fator de atrito (f). Como comentado anteriormente, este modelo foi posteriormente aplicado também em MAVROMATIS e PSARIANOS (2003), bem como em BONNESON (2000).

O objetivo da exposição feita a seguir é demonstrar como esta formulação altera os resultados obtidos, em comparação com os modelos convencionais.

O raio mínimo de curvas foi calculado através de três distintos procedimentos, e posteriormente os resultados obtidos foram comparados:

- Raio mínimo de curva horizontal plana (sem greide), com modelo ponto de massa;
- Raio mínimo de curva horizontal plana (sem greide), com modelo “biciclo”; e
- Raio mínimo de curva horizontal com greide, com modelo “biciclo”.

KONTARATOS et al. (1994, p. 86) calcularam o raio mínimo de curva horizontal em modelo com o automóvel definido como corpo rígido, atendendo às três condições básicas de projeto de curvas horizontais (veículo como ponto de massa; curva horizontal com greide nulo; movimento governado exclusivamente pelo fator de atrito lateral).

Na seqüência, o raio mínimo foi calculado empregando modelo do veículo “biciclo”, dotado de altura conhecida, com forças distintas atuando nos pneus dianteiros e traseiros (sem diferenciar forças nas rodas internas e externas do

veículo), em curvas horizontais planas.

Por último, sendo esse o objetivo do trabalho de KONTARATOS et al. (1994, p. 87), o raio mínimo foi novamente obtido através do modelo “biciclo” em rodovia tridimensional (curva horizontal não plana, ascendente ou descendente), acelerando ou freando (Ibid., p. 91-92).

KONTARATOS et al. (1994) adotou o fator de atrito de pico ($f_{disponível}$) como sendo apenas 30% superior ao (f_{max}) tabelado no *Green Book* (AASHTO, 1994) e na Norma Alemã (RAS, 1984 apud KONTARATOS et al., 1994). Outros autores, como Harwood et al. (2003, p. 107) adotam 45% ($f_{disponível} = 1,45f_{max}$). O fator de atrito lateral foi calculado segundo a relação com o fator de atrito tangencial (ou longitudinal) dada pela elipse de aderência de Krempel (LAMM et al., 1999, p. 10.22).

Foi efetuada a comparação dos resultados entre o *Green Book* (AASHTO, 1994) e a Norma Alemã (RAS, 1984 apud KONTARATOS et al., 1994), com diferentes margens de segurança. Ambas as normas diferem quanto ao critério de margens de segurança ao escorregamento, posto que, como anteriormente comentado, o *Green Book* considera basicamente a aceleração transversal limitada pelo conforto do passageiro, enquanto que a Norma Alemã (RAS, 1984 apud KONTARATOS et al., 1994) considera a reserva de atrito para frenagem/aceleração em curva.

As conclusões obtidas mostraram que a combinação de greide e superelevação exige, em determinadas circunstâncias, raios maiores que os raios mínimos de projeto fornecidos pelo *Green Book* (AASHTO, 1994) e pela Norma Alemã (RAS, 1984 apud KONTARATOS et al., 1994), para evitar escorregamento do veículo em curva.

Por ter se restringido a automóveis, é natural que a análise tenha se limitado ao escorregamento, tendo em vista a virtual impossibilidade de um automóvel tombar em curva horizontal em condições normais de direção (NAVIN, 1992, p. 143).

O trabalho alcançou quatro resultados distintos no que tange ao fator velocidade do veículo (automóvel) em curva horizontal não plana (KONTARATOS et al., 1994, p. 88):

- Existe uma relação entre o raio da curva horizontal e o greide (tanto descendente como ascendente);
- O raio mínimo aumenta com o aumento do greide ascendente, devido ao modo de direção do veículo exigir reservas de atrito longitudinal, e assim consumindo o atrito lateral disponível;
- O aumento do raio mínimo devido ao greide ascendente é “dramático” (livre tradução do original) para velocidades maiores, principalmente segundo as normas alemãs, que reduzem o ($f_{disponível}$) lateral por exigência de reserva para aceleração/frenagem longitudinal do veículo; e
- Em algumas situações, o raio mínimo obtido pelos manuais de projeto é inferior ao do modelo “biciclo” em rodovia tridimensional, pelo fato desses manuais desconsiderarem a aceleração do veículo.

KONTARATOS et al. (1994, p. 91) concluem que o modelo de ponto de massa omite os fatores relacionados com a condução do veículo em curva (acelerando ou frenando), o que, em conjunto com a desconsideração do greide, induz a escolhas erradas do projeto do raio de curva.

Relativamente ao escorregamento de caminhões em curvas tridimensionais, KONTARATOS et al. (1994, p. 91) recomendam investigação adicional, posto que as conclusões alcançadas aplicam-se apenas a automóveis.

ANEXO C – Modelo de ECK e FRENCH (2002) para veículo combinado com greide em curva para escorregamento

O efeito do greide de curvas descendentes fechadas no escorregamento lateral de veículos foi tratado por ECK e FRENCH (2002), considerando as componentes longitudinal e lateral da aceleração da gravidade, bem como o ângulo de esterçamento do veículo. Foram elaborados modelos distintos, um para veículo unitário, e outro para veículo articulado.

➤ Modelo de escorregamento em curva descendente – veículo unitário

O modelo de escorregamento para veículo unitário divide a aceleração provocada pelo greide descendente, em duas componentes ortogonais, uma no sentido da trajetória circular do veículo, e a outra transversal, tal como indicado na Figura C.1.

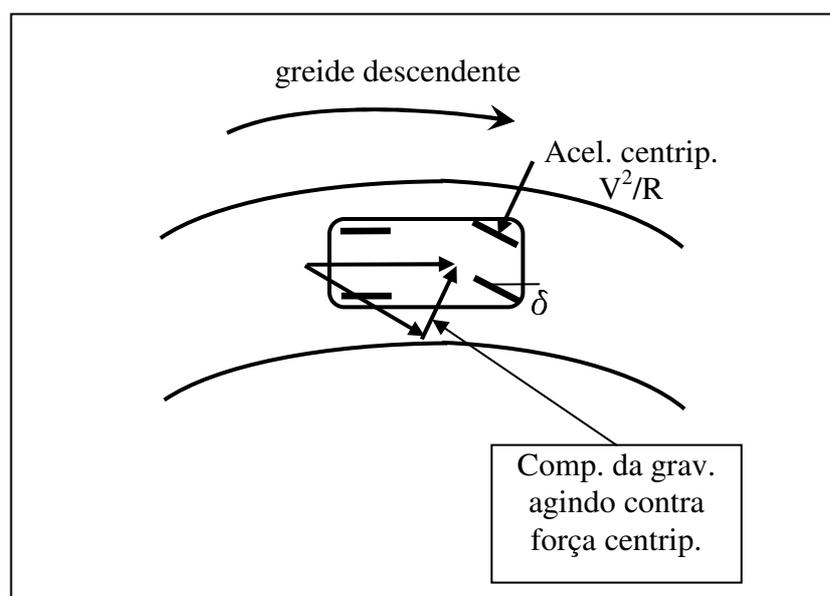


Fig. C.1: Forças Agindo em veículo em curva horizontal descendente.

Fonte: Adaptado de ECK e FRENCH (2002).

O modelo de cálculo para veículo unitário introduz o fator ($f_{RD} = i \text{ sen } \delta$), o qual reduz o equilíbrio proporcionado pela superelevação da pista, conforme equação abaixo, adaptada de ECK e FRENCH (2002):

$$R = \frac{V^2}{g \cdot (e + f - f_{nd})} = \frac{V^2}{g \cdot (e + f - i \text{ sen } \delta)}$$

Onde:

R = raio da curva horizontal

V = velocidade

g = aceleração da gravidade

e = superelevação (fração decimal)

f = fator de atrito lateral (fração decimal)

f_{ND} = fator de redução de (f) devido à descida

i = greide, em % (negativo, descendente)

δ = ângulo de esterçamento das rodas

Decorre, portanto, que, segundo ECK e FRENCH:

$$SRT = V^2/R \cdot g = e + f + i \cdot \text{sen } \delta$$

➤ Modelo de escorregamento em curva descendente – veículo articulado

Para veículo articulado, em curva descendente, Eck e French (2002) propõe modelo que considera o ângulo de articulação e o ângulo de esterçamento do caminhão trator para a decomposição da aceleração decorrente do greide descendente, conforme Figura C.2.

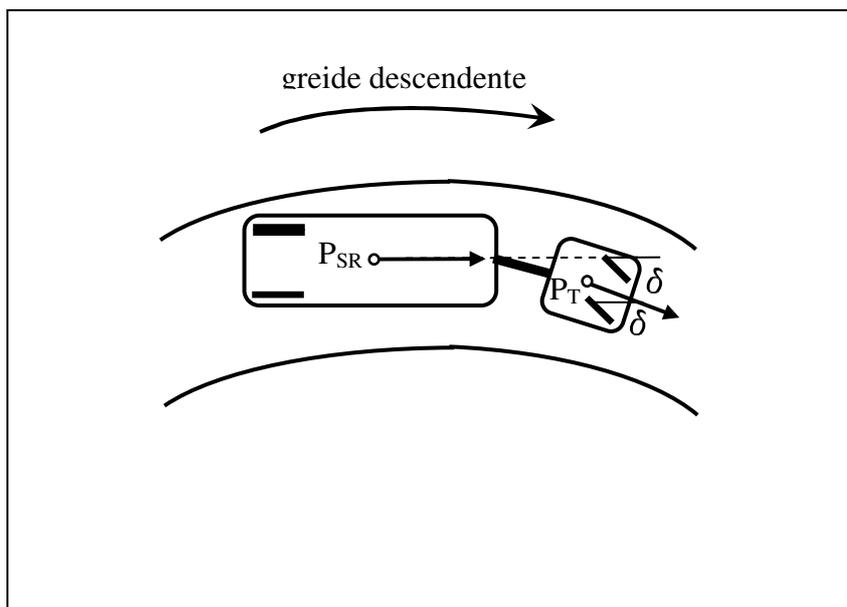


Fig. C.2: Ângulos do trator e do semi-reboque com as rodas dianteiras.
Fonte: Adaptado de ECK e FRENCH (2002).

O fator (f_{AD}) reduz o equilíbrio decorrente da superelevação da pista segundo expressão que segue, adaptada de ECK e FRENCH (2002):

$$R = \frac{V^2}{g \cdot (e + f - f_{AD})}$$

Sendo

$$f_{AD} = \frac{P_T \cdot \text{sen } \delta_T + P_S \cdot \text{sen } \delta_S}{P_T + P_S}$$

Onde:

R = raio da curva horizontal

V = velocidade

g = aceleração da gravidade

e = superelevação (fração decimal)

f = fator de atrito lateral (fração decimal)

f_{AD} = fator de redução de f do veículo articulado em descida

i = greide, em % (negativo, descendente)

δ_T = ângulo de esterçamento das rodas com o trator

δ_S = ângulo de esterçamento das rodas com o semi-reboque

P_T = peso do caminhão-trator

P_S = peso do semi-reboque

➤ **Comentários ao modelo de escorregamento proposto por ECK e FRENCH (2002)**

O modelo para veículo unitário, assim como para articulado, simplifica as forças atuantes nos pneus quando do esterçamento, desconsiderando o ângulo de deriva (FRICKE, 1990, p. 72-13 e seguintes).

Deve-se também observar que a aceleração da gravidade decorrente do greide descendente apenas provocará variação da aceleração centrípeta se efetivamente ocorrer variação no módulo da velocidade do veículo. Caso isso não ocorra (por exemplo, por frenagem de equilíbrio para manutenção de velocidade, e atrito de rolamento), a aceleração transversal não sofrerá alteração em módulo. Portanto, o efeito do greide descendente deve ter abordagem distinta da proposta por ECK e FRENCH (2002). No Anexo E a mesma questão é tratada em abordagem distinta.

ANEXO D – Modelo de GLAUZ e HARWOOD (2000) para veículo combinado com deriva

Comparando as formulações revisadas no capítulo 2 do presente trabalho, com os modelos clássicos de análise da dinâmica veicular (como os apresentados em GILLESPIE, 1992), verifica-se que todas corresponderiam ao contexto de baixas velocidades, no qual os esforços laterais seriam reduzidos e os ângulos de deriva decorrentes da necessidade de mobilizar estes esforços laterais seriam desprezíveis.

No entanto, os modelos clássicos de dinâmica veicular normalmente tomam este ponto inicial como um estágio para a proposição de formulações mais gerais para o contexto de maiores velocidades, esforços laterais de magnitude relevante e ângulos de deriva pequenos (mas não desprezíveis).

Na literatura sobre projeto viário, uma análise “dinâmica” para o contexto de maiores velocidades foi apresentada em GLAUZ e HARWOOD (2000), considerando o movimento de veículos combinados em curvas rodoviárias, tomando como base a análise de BERNARD e VANDERPLOEG (1981).

O trabalho, revisado a seguir, busca determinar uma fórmula “dinâmica” (com ângulo de deriva) para o arraste (*offtracking*) final (totalmente desenvolvido) de um veículo combinado semi-reboque em uma curva circular superelevada, admitindo velocidade constante, greide nulo, movimento lateral pequeno, admitindo as suposições tradicionais de pequenos ângulos e de corpos rígidos e desprezando-se as resistências aerodinâmicas e ao rolamento. O modelo não inclui aceleração/frenagem longitudinal que ocorreriam naturalmente em trechos com greide não nulo (aspecto que será considerado adiante) ou onde a velocidade não é constante.

Na análise feita a seguir, interessa especificamente a formulação analisada para analisar a dinâmica do movimento do semi-reboque em curva, que inclui o efeito da superelevação e da rolagem lateral decorrente da flexibilidade da suspensão. Por este motivo, a determinação do arraste não receberá a mesma atenção dedicada no texto original. Além disso, dado o interesse específico na operação em

regime estacionário (atingido o ramo central da curva), serão eliminados os fatores específicos do regime transiente.

➤ **Modelo de GLAUZ e HARWOOD (2000) para veículo combinado com deriva, superelevação e rolagem lateral**

O modelo de GLAUZ e HARWOOD (2000, p. 01;ss.) representa o semi-reboque de um veículo combinado, considerando a superelevação e a rolagem lateral, com a articulação (quinta-roda) percorrendo curva plana de raio (R) com velocidade (v) constante, conforme Figura D.1:

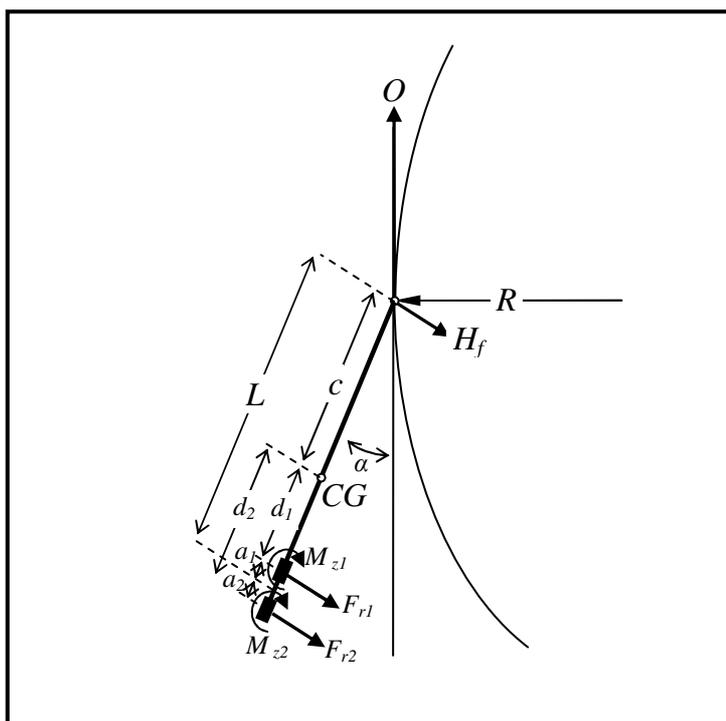


Fig. D.1: Forças e Momentos em semi-reboque.

Fonte: Adaptado de GLAUZ e HARWOOD (2000, p. 5).

Onde:

L = distância entre eixos consecutivos, centro de conjunto de eixos ou articulações

a_i = distância da linha de centro do conjunto de eixos até o i -ésimo eixo

(para eixos simples $a_i = 0$; para eixos em tandem $a_i = a_2 = 0,60m$; para eixos triplos $a_i = a_3 = 0,60m$ e $a_2 = 0$)

$n =$ número de eixos do conjunto ($n = 1$ para eixo simples; $n = 2$ para eixos em tandem; $n = 3$ para eixo triplo)

Aplicando a Segunda Lei de Newton na direção do eixo Y horizontal:

$$m \cdot a_c = H_f + \sum_i F_{ri}$$

Equação D.1

Onde:

$m =$ massa do semi-reboque

$a_c =$ aceleração centrípeta

$H_f =$ força lateral na articulação (quinta-roda)

$F_{ri} =$ forças laterais nos pneus no eixo (i)

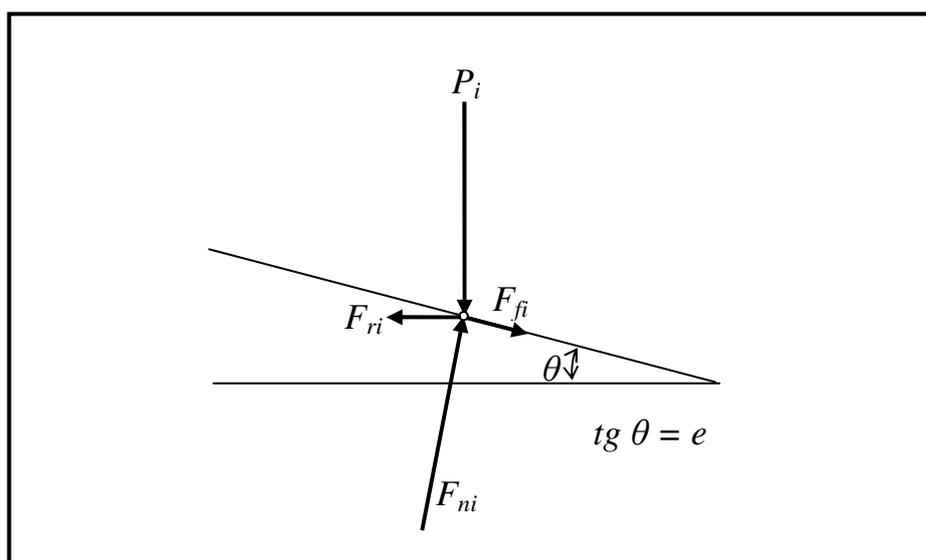


Fig. D.2: Forças pneu/pavimento com superelevação.

Fonte: Adaptado de Glauz e Harwood (2000, p. 5).

A resultante na direção horizontal das forças nos pneus é:

$$\sum_i F_{ri} = \sum_i F_{fi} \cos \theta + \sum_i F_{ni} \sin \theta$$

Equação D.2

Onde:

$\sum_i F_{ri}$ = componente horizontal das forças entre pneus e pavimento

F_{ni} = força normal no eixo (i)

F_{fi} = força lateral de atrito no eixo (i)

θ = ângulo da superelevação

O equilíbrio de forças na direção do eixo Z vertical resulta:

$$\sum_i F_{ni} \cos \theta = \sum_i P_i + \sum_i F_{fi} \sin \theta$$

Equação D.3

Onde:

P_i = fração do peso do semi-reboque suportada pelos pneus do eixo (i);

Eliminando $\sum_i F_{ni}$ nas Equações D.1 e D.2 resulta em:

$$\sum_i F_{ri} = \sum_i F_{fi} \cos \theta + (\sum_i P_i + \sum_i F_{fi} \sin \theta) \tan \theta$$

Equação D.4

Considerando a soma dos momentos no plano horizontal, no entorno do centro de gravidade do semi-reboque, e adicionando a hipótese de estacionariedade, tem-se (em regime estacionário, esta resultante de momento é nula):

$$I(\dot{r} + \dot{\gamma}) = c \cdot H_f - \sum_i d_i \cdot F_{ri} + \sum_i M_{zi} = 0$$

Equação D.5

Onde:

I = momento de inércia do semi-reboque no CG

r = taxa de rotação do vetor velocidade (\bar{v})

γ = ângulo entre o eixo longitudinal do semi-reboque e o vetor velocidade¹⁴
avaliada na quinta-roda do semi-reboque

A aceleração lateral (centrípeta) do centro de gravidade do semi-reboque, particularizada para o regime estacionário, é dada por:

$$a_c = r \cdot v \cdot \cos \gamma - (\dot{r} - \ddot{\gamma}) \cdot c = \omega \cdot v$$

Equação D.6

Onde:

r = rotação do semi-reboque no entorno do centro da curva (= ω)

Os autores consideram nulas as derivadas ($\dot{\gamma}$), ($\ddot{\gamma}$), e (\dot{r}), em regime estacionário, pois a velocidade e o raio são constantes. A força lateral de atrito (F_{fi}), e o momento de alinhamento (M_{zi}) nos pneus são respectivamente calculados por:

$$F_{fi} = -C_i \cdot \beta_i$$

Equação D.7

$$M_{zi} = K_i \cdot \beta_i$$

Equação D.8

Onde:

C_i = *cornering stiffness* ou rigidez de esterçamento do conjunto de pneus do eixo (i)

K_i = momento de alinhamento do conjunto de pneus do eixo (i)

β = ângulo de deriva (entre a direção do movimento \bar{v} e o plano vertical dos pneus)

¹⁴ Nota: ($\dot{\gamma}$) e ($\ddot{\gamma}$) são a primeira e a segunda derivadas, respectivamente, de (γ), e (\dot{r}) é a derivada de (r).

O momento de alinhamento pode usualmente ser desprezado, mas é caracterizado de forma mais geral através do coeficiente ($t_i = K_i/C_i$), chamado de *pneumatic trail* ou rastro pneumático (os autores adotam os valores típicos dados por FANCHER et al., 1986).

$$t_i = \frac{K_i}{C_i} \quad \text{Equação D.9}$$

A Figura D.3 mostra o ângulo de rolagem (ϕ) de um veículo numa curva com superelevação de ângulo (θ), notando-se o centro de rolagem na altura ($\Delta h = h - h_o$), sendo (h) o centro de gravidade da massa suspensa ($m_s = m \cdot p_s$), onde (p_s) é a razão entre a massa (ou peso) suspensa e a massa (ou peso) do veículo suportada pelo conjunto de eixos.

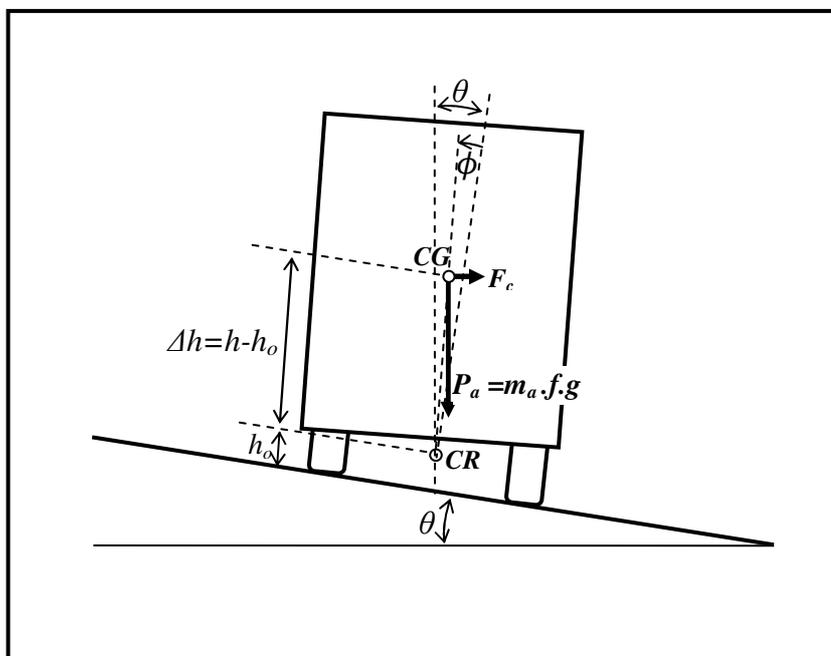


Fig. D.3: Semi-reboque em curva horizontal com superelevação.

Fonte: Adaptado de GLAUZ e HARWOOD (2000, p. 6).

A soma dos momentos no entorno do centro de rolagem, considerando a aproximação de pequenos ângulos ($\sin \theta = 0$; $\cos \theta = 1$):

$$\phi = \frac{m \cdot f \cdot \Delta h (a_c - g \cdot \theta)}{(k_r - m \cdot f \cdot g \cdot h)} \quad \text{Equação D.10}$$

Onde:

k_r = rigidez à rolagem (característica da suspensão)

Os autores consideram também outro efeito usualmente negligenciado: *roll-steering* ou esterçamento por rolagem. Quando o semi-reboque tende a girar no entorno de sua suspensão, as forças de tombamento fazem os pneus girarem (esterçarem) levemente no entorno do eixo vertical. Em decorrência, deixam de seguir na mesma direção do eixo do veículo, como indicado na Figura D.4.

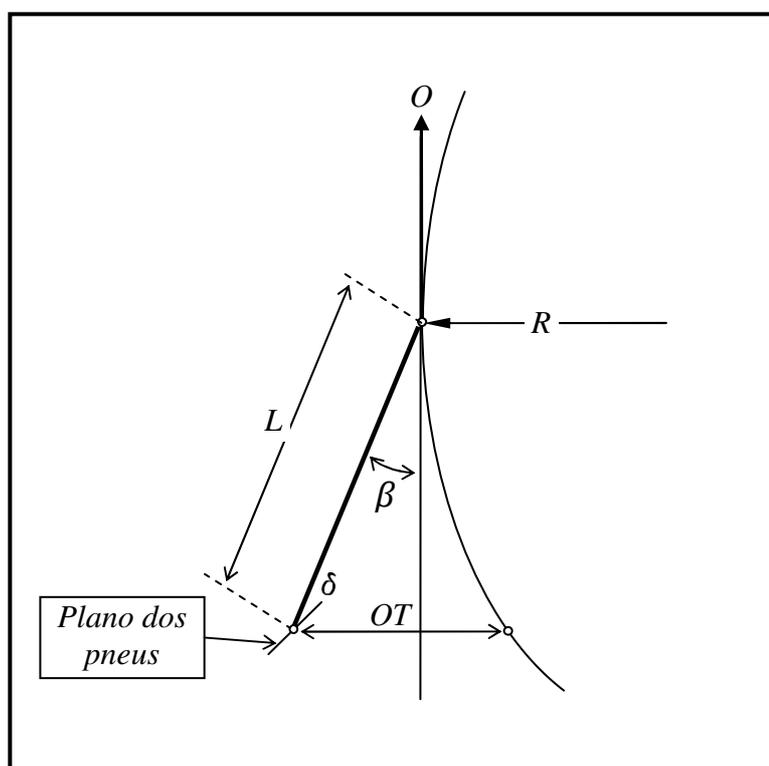


Fig. D.4: Ângulos de esterçamento e deriva do semi-reboque.

Fonte: Adaptado de GLAUZ e HARWOOD (2000, p. 5).

A Equação D.11 define ângulo de esterçamento decorrente da rolagem lateral:

$$\delta_i = -s_i \cdot \phi \quad \text{Equação D.11}$$

Onde:

s_i = coeficiente de esterçamento da suspensão

$\delta_i = -s_i \cdot \phi$ = ângulo de esterçamento decorrente da rolagem lateral

Definindo:

$$S_i = (m \cdot f \cdot s_i \cdot \Delta h) / (k_r - m \cdot f \cdot g \cdot h) \quad \text{Equação D.12}$$

Então:

$$\delta_i = -S_i \cdot (a_c - g \cdot \phi) \quad \text{Equação D.13}$$

A Equação D.13 difere do modelo de BERNARD e VANDERPLOEG (1981) apenas pelo fator $(g \cdot \theta)$, termo que denota o efeito da superelevação, bem como por uma melhor definição de (S_i) , mostrando que o deslocamento do CG devido ao ângulo de rolagem compromete parte do momento de restauração da suspensão.

Citando BERNARD e VANDERPLOEG (1981), os autores apresentam a seguinte transformação:

$$tg \beta_i = -tg \delta_i - tg \gamma - \frac{(L + \beta_i)(r + \dot{\gamma})}{v \cdot \cos \gamma} \quad \text{Equação D.14}$$

Onde:

δ_i = ângulo de esterçamento do eixo (i) , conforme A.5 anterior

As equações de equilíbrio apresentadas são resolvidas considerando $(c + di =$

$L+a_i$) e a simplificação de pequenos ângulos para (θ) , tendo como resultado a Equação D.15:

Equação D.15

$$\gamma = \frac{c.m.v.r}{\sum_i [C_{\beta i}(L + \beta_i) + K_i]} - \frac{r}{v} \cdot \frac{\sum_i [C_{\beta i}(L + \beta_i) + K_i] \cdot (L + \beta_i)}{\sum_i [C_{a i}(L + a_i) + K_i]} - \frac{\sum_i [C_{\beta i}(L + \beta_i) + K_i] \cdot \delta_i}{\sum_i [c_{\beta i}(L + \beta_i) + K_i]} - \frac{\sum_i P_i(L + \beta_i)}{\sum_i [c_{\beta i}(L + \beta_i) + K_i]}$$

Os autores admitem a simplificação ($K_i = K$), ($C_{\beta i} = C_{\beta}$), e ($P_i = P_a/n$), onde (n) é o número de eixos do conjunto e (P_a) é a carga total em todos os pneus do conjunto de eixos do semi-reboque, e consideram ($S_i = S$). E registram que ($\sum_i a_i = 0$), e que ($P_a = m_a \cdot g \cdot c/L$), posto que parte do peso é carregado pela articulação.

Todas as características do eixo do veículo (a_i , n , t , \overline{CC}_{β} , ϕ) referem ao conjunto de eixos. Os autores calculam (Equação D.16) o coeficiente de esterçamento médio (\overline{CC}_{β}) resultante do total das forças normais:

$$\overline{CC}_{\beta} = \frac{57,296 \cdot n \cdot CC_{\beta} \cdot (F_{zr}) \cdot (n_t)}{P_a \cdot p_s}$$

Equação D.16

Onde:

\overline{CC}_{β} =*cornering coefficient* ou coeficiente de esterçamento médio, onde o coeficiente 57,296 faz a transformação para radianos, [$graus^{-1}$]

$CC_{\beta} = C_a/F_z$ =*cornering coefficient* ou coeficiente de esterçamento do rodado (pode ser duplo) de um eixo, [$graus^{-1}$]

C_{β} = “cornering stiffness” ou rigidez de esterçamento dos pneus, [$N^{-1}/graus^{-1}$]

F_{zr} = carga nos pneus

n_t = número de pneus por eixo (normalmente 4)

P_a = peso total suportado pelos pneus do conjunto de eixos

p_s = fração de (P_a) suportada pela suspensão do conjunto de eixos, ou seja ($P_a \cdot p_s$) é o peso suspenso do conjunto de eixos

Portanto, podem ser consideradas as características médias dos diversos eixos traseiros do veículo trator e do semi-reboque. O número (n_i) de pneus por eixo foi introduzido por que (C_β) é normalmente dado por pneu. As reações nos pneus são obtidas usando ($t = K_c / C_\beta$), e ($\overline{CC}_\beta = (n \cdot CC_\beta \cdot n_i) / P \cdot p_s$). Em geral, também usualmente assume-se ($p_s=1$) como aproximação razoável para aplicações práticas.

Sendo a rotação constante dada por ($r = v/R = \omega$), os autores alcançam a Equação D.17, que fornece (γ), variável fundamental na determinação do arraste (*offtracking*):

Equação D.17

$$\gamma = -\frac{L}{R} \cdot \left[1 + \frac{\sum_i \left(\beta_i / L \right)^2}{n \cdot (1 + t/L)} \right] + \frac{v^2}{g \cdot R} \cdot \left[\frac{1}{\overline{CC}_\beta \cdot (1 + t/L)} + S \cdot g \right] - S \cdot g \cdot \theta - \frac{\theta}{\overline{CC}_\beta \cdot (1 + t/L)}$$

Note-se que, com as simplificações usuais ($n=1$, $S=0$, $t=0$), a Equação 2.86 transforma-se numa muito mais simples (Equação D.18):

$$\gamma = -\frac{L}{R} + \left(\frac{v^2}{g \cdot R} - \theta \right) \cdot \frac{1}{\overline{CC}_\beta}$$

Equação D.18

Da mesma forma, em regime estacionário, admitindo a suposição usual de pequenos ângulos e desprezando o esterçamento por rolagem, a equação de

BERNARD e VANDERPLOEG (1981) seria:

$$\alpha_i = -\gamma - \frac{(L + \beta_i) \cdot \omega}{V} = -\gamma - \frac{(L + \beta_i)}{R}$$

Equação D.19

Esta equação corresponde à compatibilidade dos ângulos de deriva de um corpo rígido em regime estacionário, anteriormente analisada.

➤ **Análise do modelo de GLAUZ e HARWOOD (2000) com base na formulação tradicional de JINDRA (1965)**

Pode-se notar que a formulação anteriormente analisada considera somente o semi-reboque, desprezando a dinâmica longitudinal do veículo em decorrência das hipóteses de velocidade constante em um trecho em curva horizontal.

A interpretação e extensão do modelo analisado pode tomar como ponto de partida a versão clássica de JINDRA (1965), que adotou as seguintes hipóteses: velocidade constante adiante, superfície suave em nível, movimento lateral pequeno e suposição tradicional de pequenos ângulos. Também considerou os corpos rígidos, e desprezou as resistências aerodinâmicas e ao rolamento. GILLESPIE (1992) não analisa o movimento em curva dos semi-reboques.

Abaixo são apresentadas apenas as expressões simplificadas para movimento estacionário em curva, com a menção da equação original do artigo, e simplificação admitindo acelerações nulas, mesmo centro de rotação e velocidades angulares iguais e constantes.

A nomenclatura segue o autor, com alteração da distância (h) por (d) e da força horizontal (S) por (H) para a quinta-rodas, conforme mostrado na Figura D.5, onde se pode notar que, com a aproximação de pequenos ângulos, as dimensões do semi-reboque ao longo do seu eixo ou do prolongamento do eixo do veículo-trator são consideradas aproximadamente iguais.

Sendo a operação estacionária, além de desprezar todas as acelerações, o

autor adota ($\beta = v_y/v$) como sendo o ângulo de deriva do centro de gravidade do veículo-trator, e ($\omega = v/R$) como velocidade angular do veículo-trator (e do semi-reboque, em regime estacionária).

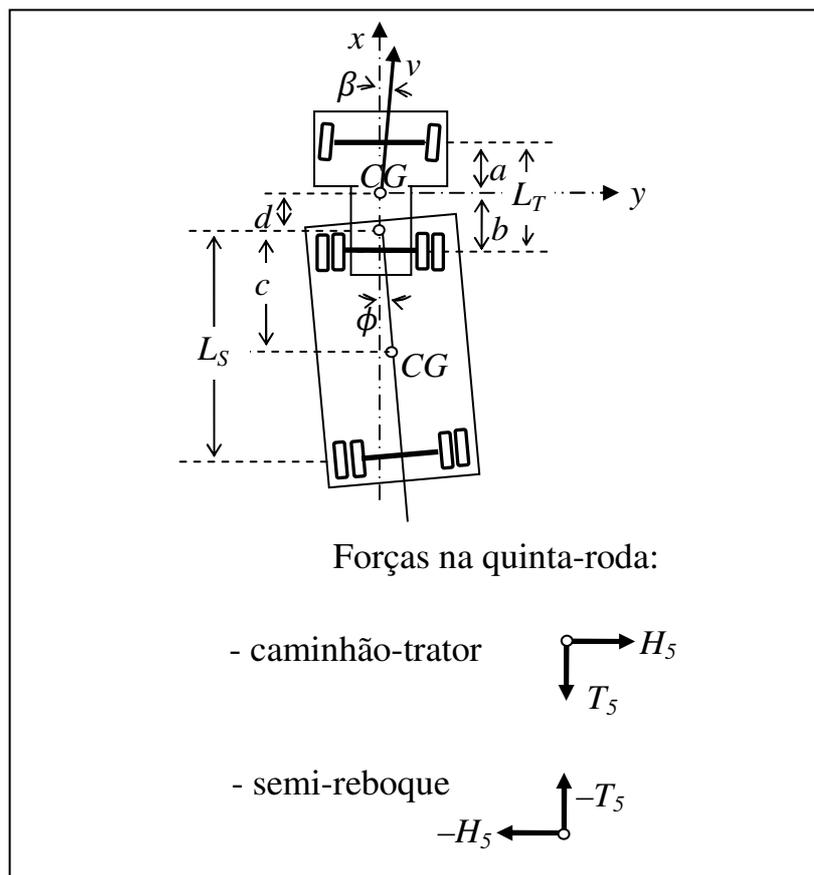


Fig. D.5: Dimensões básicas do veículo combinado e forças na quinta-rodas.

Fonte: Adaptado de JINDRA (1965, p. 378).

Simplificando a equação (1) de JINDRA (1965, p. 380), pela retenção da aceleração centrípeta apenas, as equações de equilíbrio para o veículo-trator, com operação estacionária, são:

Equação de equilíbrio transversal:

$$m_0 \cdot v \cdot \omega = m_0 \cdot \frac{v^2}{R} = -F_{s1} - F_{s2} + H_5$$

Equação D.20

Equação de equilíbrio de momento:

$$0 = -a \cdot F_{s1} + b \cdot F_{s2} - d \cdot H_5$$

Equação D.21

Equação de equilíbrio longitudinal (trivialmente omitida, e apenas iguala a força tratora à transmissão de esforço):

$$(F_t - T_5 = 0)$$

Equação D.22

Para o semi-reboque, as equações de equilíbrio, com operação estacionária, simplificando a equação dinâmica de JINDRA (1965, p. 380), são:

Equação de equilíbrio longitudinal:

$$(T_5 - \phi \cdot F_{s3} = 0)$$

Equação D.23

Equação de equilíbrio transversal:

$$m_1 \cdot v \cdot \varpi = m_1 \cdot \frac{v^2}{R} = -F_{s3} - H_5$$

Equação D.24

Equação de equilíbrio de momento:

$$0 = c \cdot H_5 - c \cdot \phi \cdot T_5 + (L_s - c) \cdot F_{s3}$$

Equação D.25

As forças externas são os esforços transversais nos pneus ($F_{si} = C_i \cdot \beta_i$), função dos ângulos de deriva nos pneus e do coeficiente de rigidez ao esterçamento $C_i = f[\beta_i, P_i]$, dado pela forma gráfica da Figura D.5. Nesse aspecto JINDRA (1965) difere da forma linear ($C_i = CC_i \cdot P_i$), adotada usualmente por GILLESPIE (1992, p. 198) e outros autores, como simplificação válida para ângulos de esterçamento inferiores a 5 graus.

Os ângulos de deriva nos pneus de cada eixo do caminhão-trator são obtidos a partir do ângulo de deriva do seu centro de gravidade (β), e das condições de rotação dos corpos tendo-se da equação (8) de JINDRA (p. 382):

$$\beta_1 = \beta + \frac{a}{R} - \delta$$

Equação D.26

$$\beta_2 = \beta - \frac{b}{R}$$

Equação D.27

Considerando a condição estacionária, tem-se:

$$\beta_3 = \beta - \frac{d + L_s}{R} - \phi$$

Equação D.28

Onde o ângulo de articulação (ϕ) é uma incógnita. A mesma equação pode avaliar o ângulo de deriva no centro de gravidade do semi-reboque (substituindo L_s por c) e da quinta-roda (substituindo L_s por 0). Este último valor corresponde a γ de GLAUZ e HARWOOD (2000).

As forças normais nos pneus de cada eixo e na quinta-roda, que seriam normalmente obtidas da condição de equilíbrio de momento transversal (nulo), são diretamente fornecidas na equação (7) de JINDRA (p. 381), sendo ($L_t = a + b$) a distância entre eixos do caminhão-trator:

$$P_1 = \frac{b}{L_t} \cdot W_o + \frac{b - d}{L_t} \cdot P_5$$

Equação D.29

$$P_2 = \frac{a}{L_t} \cdot W_o + \frac{a + d}{L_t} \cdot P_5$$

Equação D.30

$$P_3 = \frac{c}{L_s} \cdot W_1$$

Equação D.31

$$P_5 = \left(1 - \frac{c}{L_s}\right) \cdot W_1$$

Equação D.32

As expressões finais que resultariam das condições de equilíbrio, para as incógnitas do movimento (δ, β, ϕ), fornecidas pela equação (11) de JINDRA (p. 384), são:

$$\delta = \frac{L_t}{R} + \left(\frac{P_1}{C_1} - \frac{P_2}{C_2}\right) \cdot \frac{v^2}{g \cdot R}$$

Equação D.33

$$\beta = \frac{b}{R} + \frac{P_2}{C_2} \cdot \frac{v^2}{g \cdot R}$$

Equação D.34

$$\phi = \frac{d + L_s - b}{R} + \left(\frac{P_3}{C_3} - \frac{P_2}{C_2}\right) \cdot \frac{v^2}{g \cdot R}$$

Equação D.35

A expressão correspondente para (γ) de GLAUZ e HARWOOD (2000) é:

$$\gamma = \beta - \frac{d}{R} - \phi = \frac{L_s}{R} - \frac{P_3}{C_3} \cdot \frac{v^2}{g \cdot R}$$

Equação D.36

Portanto, um procedimento equivalente ao proposto por BONNESON (2000) pode também ser aplicado aos veículos combinados, pelo menos os semi-reboques. A generalização para o caso em que há active/declive é um aspecto a ser incorporado.

ANEXO E – Modelo preliminar para cálculo da redução do SRT de semi-reboques decorrente de frenagem em greide descendente

Este anexo examina o efeito de redução do SRT de semi-reboques decorrente da frenagem exigida por greides descendentes, para a manutenção da velocidade constante.

O eixo traseiro de qualquer veículo sofre redução da força normal decorrente de frenagem (GILLESPIE, 1992, p. 13). Esse efeito provoca alívio no eixo traseiro de semi-reboque, sujeito a frenagem sobre alívio ou redução da força normal. Esse alívio, como se verá, depende da posição do centro de gravidade com relação à quinta-roda e ao centro do conjunto de eixos traseiros.

➤ Efeito do greide no tombamento lateral de semi-reboques

Segundo DUNLAP et al. (1978 apud BONESSON, 2000, p. 91) o greide não tem nenhum efeito na equação do ponto de massa de escorregamento em curva. Essa questão foi desenvolvida no Anexo C tratando especificamente de semi-reboques, os quais, por sua característica especial de “tríciclos”, exigem tratamento próprio.

A componente longitudinal da aceleração da gravidade em curvas descendentes deve ser anulada por frenagem de equilíbrio, para impedir que a velocidade do veículo aumente, ultrapassando o limite de tombamento lateral do veículo.

Essa frenagem de equilíbrio para manutenção de velocidade na curva descendente, juntamente com a própria inclinação do veículo decorrente da declividade descendente (GILLESPIE, 1992, p. 13), provocam alívio de carga no eixo traseiro, e a sobrecarga do eixo dianteiro. Isso prejudica a resistência ao tombamento do semi-reboque, cujo momento resistente ao tombamento é garantido basicamente pelas reações normais existentes exatamente no eixo traseiro, com bitola

superior a $(1830\text{ mm})^{15}$. Na quinta-roda o braço de momento é da ordem de (450 mm) , segundo Navin (1992, p. 136).

E, segundo se deduz de WINKLER e ERVIN (1999, p. 12), não se pode considerar a contribuição de momento na quinta-roda, pelo fato dos autores apontarem a existência de folgas tanto na quinta-roda como na própria suspensão traseira do semi-reboque, as quais normalmente provocam o tombamento, uma vez solicitadas, devido ao momento lateral.

➤ **Considerações sobre distribuição de frenagem em veículos articulados**

Os sistemas de frenagem de veículos articulados apresentam diferentes formas de particionamento (modulação) de força entre os diferentes eixos do cavalo trator e do semi-reboque.

Segundo LIMPET (1999, p. 367), a condição ótima de frenagem em veículos articulados é aquela em que as forças de frenagem em cada eixo estão diretamente relacionadas às respectivas cargas dinâmicas. Um sistema de freio com distribuição fixa de forças de frenagem, não consegue atender às condições de veículo carregado e veículo vazio, em diferentes situações de frenagem (Ibid., p. 370). O uso de válvulas limitadoras permite modular a frenagem nos eixos e obter configurações que procuram se amoldar às situações possíveis de frenagem e de carga (Ibid., p. 381;390).

Segundo HARWOOD et al. (2003, p. 45), o desequilíbrio da partição das forças de frenagem faz com que o eixo do veículo articulado que primeiro atingir solicitação superior à disponível entre em falha de escorregamento, provocando uma das diferentes modalidades de perda de controle por frenagem:

¹⁵A bitola determina o braço de momento das reações normais no eixo traseiro. Considerando a linha central do rodado duplo, esse braço varia entre 1830mm e 1930mm (www.randon.com.br, consulta em 27/novembro/2008). MUELLER et al. (1999, p. 10) adotam 2,13 m, medido a partir da linha central dos pneus externos do rodado duplo.

- “L” (*jackknife*): as rodas do eixo traseiro do caminhão-trator travam primeiro, provocando seu rápido e descontrolado giro em torno da quinta-roda;
- Escorregamento traseiro (*trailer swing* ou *swing-out*): as rodas do eixo traseiro do semi-reboque travam primeiro, e a traseira do semi-reboque deriva lateralmente; e
- Perda de esterçamento (*plow-out*): as rodas do eixo esterçante dianteiro do caminhão-trator travam primeiro, e o veículo articulado perde capacidade de esterçamento.

A frenagem em curva será considerada estática, com os transientes dinâmicos ocorrendo dentro da curva de transição, considerando que:

- O tempo de percurso dos trechos de transição é de até 2 segundos (AASHTO, 2001, p. 170; BONNISON, 2000, p. 59), maior que o tempo – entre 0,5 e 1,5 segundos – necessário para aplicação de força de frenagem nos diversos eixos de veículos articulados (FRICKE, 1990, p. 78-8);
- O tempo de reação/percepção, que precede a frenagem, ocorre quando o condutor visualiza a curva, antes de nela adentrar.

➤ **Forças atuantes em semi-reboque sujeito a frenagem balanceada de equilíbrio em greide descendente**

Considerando um semi-reboque sujeito à frenagem de manutenção de velocidade em curva descendente, supondo que essa frenagem seja perfeitamente balanceada, e que, portanto, não provoca forças longitudinais na quinta-roda (implicações dessa simplificação são discutidas mais adiante), as forças atuantes podem ser vistas na Figura E.1:

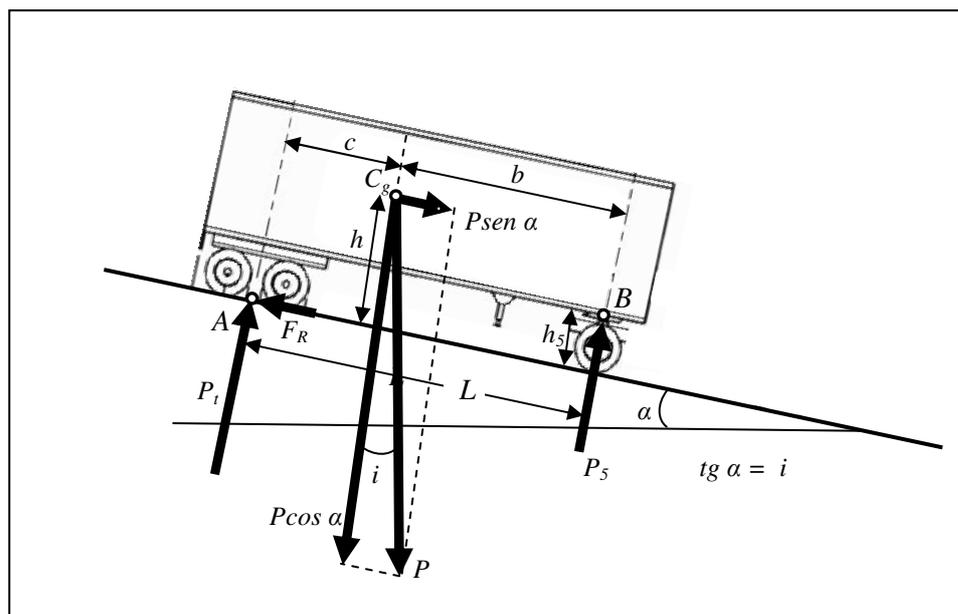


Fig. E.1: Componentes de forças no plano vertical - reação na quinta-rodinha e no centro dos eixos em tandem.

Onde:

P = peso do semi-reboque

P_t = peso no eixo traseiro do semi-reboque

P_5 = peso na quinta-rodinha do semi-reboque

i = greide (longitudinal, descendente)

h = altura do centro de gravidade

L = distância entre eixos

b = distância da quinta-rodinha ao centro de gravidade

c = distância do eixo traseiro ao centro de gravidade

Deve-se atentar para o fato de que a força de aceleração longitudinal que incide sobre o centro de gravidade independe da forma como se somarão as forças resistivas de frenagem e de atrito de rolamento. E o arrasto aerodinâmico, negligenciável para velocidades até 70 km/h (AASHTO, 2004), atua quase que totalmente no caminhão-tractor, sendo, portanto, desprezível seu efeito residual no semi-reboque. Assim, o alívio do eixo traseiro independe dos componentes individuais da força de resistência ao avanço.

Será desconsiderada a diferença entre a altura do centro de gravidade da massa suspensa do caminhão-trator 1,1 m (MUELLER et al., 1999, p. 10) e a altura da quinta roda 1,3 m. A altura do centro de gravidade da massa suspensa de reboques é considerada 1.8 m (MUELLER et al., 1999, p. 10).

Momento nulo no Ponto A:

$$P_5 = \frac{h}{L} \cdot P \cdot \text{sen } \alpha + \frac{c}{L} \cdot P \cdot \cos \alpha$$

Equilíbrio de forças na direção normal ao pavimento:

$$P_t + P_5 = P \cos \alpha$$

$$P_t = P \cos \alpha - P_5$$

Substituindo-se (P_5) em (P_t) tem-se:

$$P_t = P \cdot \cos \alpha - \frac{h}{L} \cdot P \cdot \text{sen } \alpha - \frac{c}{L} \cdot P \cdot \cos \alpha$$

$$P_t = \left(1 - \frac{c}{L}\right) \cdot P \cdot \cos \alpha - \frac{h}{L} \cdot P \cdot \text{sen } \alpha$$

A equação anterior guarda total semelhança com a equação de GILLESPIE (1992, p. 13) que apresenta o equilíbrio de um veículo em movimento retilíneo acelerado/retardado, desconsiderando o arrasto aerodinâmico.

Sendo ($P_t = P \cdot b/L$) a reação no eixo traseiro do veículo no plano horizontal com velocidade constante, o fator de alívio (K_α) do eixo traseiro é dado por:

$$K_\alpha = \frac{\left(1 - \frac{c}{L}\right) \cdot P \cdot \cos \alpha - \frac{h}{L} \cdot P \cdot \text{sen } \alpha}{P \cdot \frac{b}{L}}$$

$$K_{\alpha} = \frac{(L - c) \cdot \cos \alpha - h \cdot \sin \alpha}{b}$$

$$K_{\alpha} = \cos \alpha - \frac{h}{b} \cdot \sin \alpha \quad \text{Equação E.1}$$

Onde:

K_{α} = fator de alívio do eixo traseiro

L = distância entre a quinta-rodas e o centro do conjunto de eixos traseiros

b = distância da quinta-rodas ao centro de gravidade do semi-reboque

c = distância do centro do conjunto de eixos traseiros até o centro de gravidade

α = greide ($\text{tg } \alpha = i$)

➤ **Efeito da distribuição da frenagem no alívio do eixo traseiro de semi-reboque**

Pretende-se demonstrar que a Equação E.1 representa, adequadamente, o fator de alívio do eixo traseiro de semi-reboques, independentemente da forma de distribuição da frenagem de equilíbrio (velocidade constante) decorrente do greide descendente.

Para tanto, além do caso da frenagem balanceada já estudado, serão estudadas as seguintes situações-limite da modulação da frenagem do veículo articulado:

- Frenagem do veículo articulado apenas no eixo traseiro do semi-reboque (tração na articulação);
- Frenagem do veículo articulado apenas pelo caminhão trator (compressão na articulação);
- Freios inerciais, com o caminhão-tractor desacelerando 20% do peso do semi-reboque (LIMPERT, 1999, p. 364).

➤ **Alívio pela frenagem exclusiva do eixo traseiro do semi-reboque**

Segundo FRICKE (1990, p. 78-6), um significativo número de condutores de veículos articulados desabilitam os freios das rodas dianteiras. É também comum a aplicação exclusiva dos freios do eixo traseiro do semi-reboque, através da válvula de comando manual, independentemente dos freios do caminhão trator (FRICKE, 1990, p. 78-10).

Essa prática permite poupar os freios do caminhão-tractor, sendo freqüentemente utilizada por condutores-proprietários (FRICKE, 1990, p. 78-9). Com isso também se afasta a possibilidade do “L” decorrente do giro do caminhão-tractor (rápido, perigoso, e não controlável), porém aumenta muito o comprimento de frenagem (Ibid., p. 78-7 e 78-8), ao mesmo tempo em que favorece a ocorrência do giro traseiro (*swingout*) em curvas (Ibid., p. 78-8).

A frenagem exclusiva do semi-reboque não se presta, portanto, para manobras evasivas e frenagens mais intensas, podendo ser empregada em frenagens mais suaves e previsíveis, tais como frenagem para evitar a aceleração gravitacional em pequenos trechos, tais como curvas e ramos rodoviários descendentes.

Ainda que a desaceleração obtida apenas com a frenagem do semi-reboque não seja grande, principalmente com o semi-reboque descarregado (FRICKE, 1990, p. 78-11), pode-se admitir que a frenagem exclusiva do semi-reboque será suficiente e satisfatória, considerando que:

- O semi-reboque, para efeito de situação crítica de tombamento em curvas, estará sempre totalmente carregado;
- A desaceleração para manutenção de velocidade é suave, com módulo igual a $(i.g)$ incluindo aí a desaceleração decorrente do atrito de rolamento. No caso mais desfavorável ($i = 12\%$) essa desaceleração terá módulo de $(g \cdot \sin 12\%) = 0,86 \text{ m/s}^2$, muito inferior à frenagem de $2,79 \text{ m/s}^2$ de projeto para ajustamento de velocidade, estabelecido pelo Manual Brasileiro de Sinalização de Trânsito – Sinalização de Regulamentação (BRASIL, 2005, p. 41;43).

As forças longitudinais atuantes no semi-reboque, frenando exclusivamente no eixo traseiro (considerando apenas o plano x, z), estão indicadas na Figura E.2 a seguir:

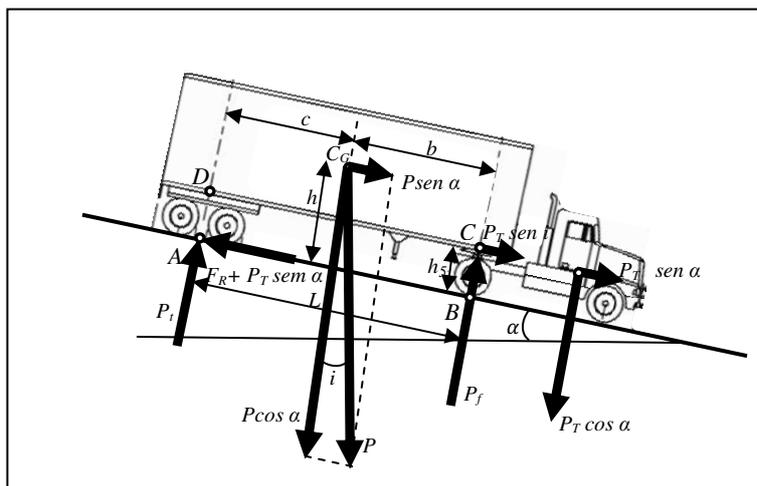


Fig. E.2: Forças longitudinais atuando no semi-reboque, decorrentes da frenagem exclusiva do semi-reboque na curva descendente.

A componente longitudinal do peso do caminhão ($P_T \text{ sen } i$) provoca alívio adicional (ΔN) no eixo traseiro do semi-reboque em frenagem exclusiva, que deve ser somado ao alívio mostrado no anterior item a. Esse alívio adicional (ΔN) pode ser calculado considerando a atuação da força ($P_T \text{ sen } \alpha$) no retângulo ABCD, considerando o momento é nulo com relação ao ponto A.

Considerando valores médios aproximados, o peso (P_T) de um caminhão-trator é aproximadamente 20% do peso total (P) do semi-reboque lotado, e a altura da quinta roda (h_5) é da ordem de 60% de da altura do centro de gravidade (h) do semi-reboque. Assim, o alívio (ΔN) é de segunda ordem em relação ao alívio de frenagem do semi-reboque, podendo ser desprezado. Na prática pode-se considerar apenas o fator de alívio obtido pela Equação E.1, que ademais é mais pronunciado do que o agora verificado.

➤ **Alívio do eixo traseiro pela frenagem exclusiva do caminhão-trator**

Se a frenagem for aplicada apenas pelo caminhão-trator, o semi-reboque é frenado através de força transmitida pela articulação (quinta-roda), conforme indicado na Figura E.3.

Essa situação exigirá maior demanda de atrito nos eixos do caminhão-trator, que já estão sendo solicitados pela aceleração transversal decorrente da curva. Adicionalmente, o ângulo na articulação agrava a possibilidade de ocorrência do “L” ou *jackknife* (LIMPERT, 1999, p. 379; FRICKE, 1990, p. 78-9).

Não é uma situação usual, e somente ocorrerá no caso de desabilitação intencional do freio atuante no eixo traseiro do semi-reboque. Nesse caso, a possibilidade de ocorrência de “L” por frenagem emergencial é elevada, principalmente em curvas.

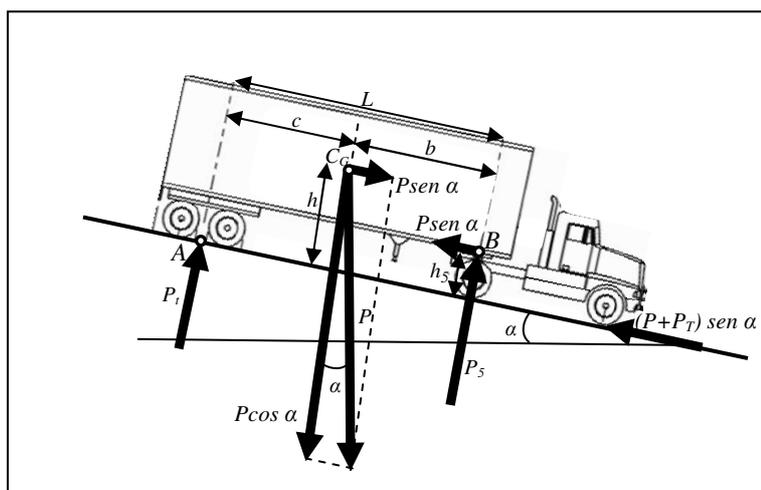


Fig. E.3: Componentes de forças longitudinais atuando no semi-reboque, decorrentes da frenagem exclusiva do caminhão-trator.

Alem disso, conforme mostra a Figura acima, o momento ($h_5.P.\text{sen } \alpha$) faz com que o fator de alívio para a frenagem exclusiva do caminhão-trator seja menor que o alívio constatado no caso de frenagem balanceada anterior, e, portanto, não deve ser utilizado para a verificação do alívio.

➤ **Alívio do eixo traseiro pelo uso de freios inerciais no semi-reboque**

No caso de freios inerciais no semi-reboque, o caminhão trator desacelera entre 15 e 20% do peso do semi-reboque (LIMPERT, 1999, p. 364), com as forças atuantes no semi-reboque indicadas na Figura E.4.

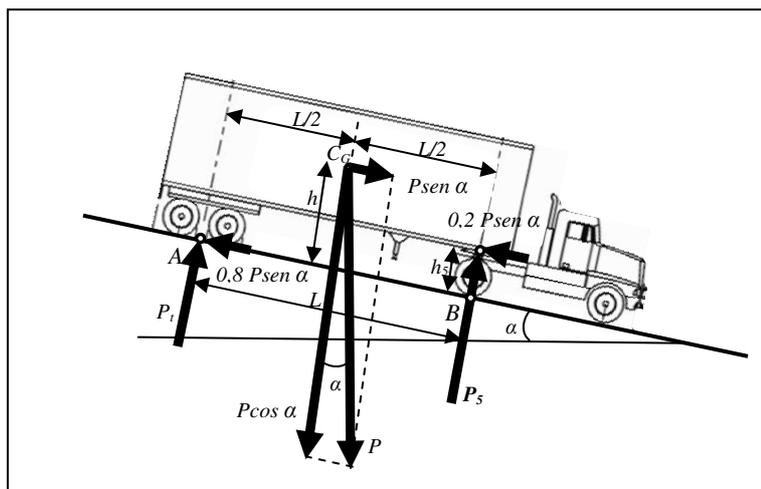


Fig. E.4: Componentes de forças longitudinais no semi-reboque, decorrentes da frenagem na curva descendente feita 20% pelo caminhão trator.

Novamente, conforme mostra a figura acima, o momento ($h_5 \cdot P \cdot \sin \theta$) faz com que o fator de alívio para a frenagem exclusiva do caminhão-trator seja menor que o alívio constatado pela Equação E.1, e, portanto, não deve ser utilizado para a verificação do alívio.

Portanto adotar-se-á a expressão do alívio do eixo traseiro tal como calculada pela Equação E.1.

➤ **Cálculo da redução do SRT de semi-reboque em greide descendente**

Para a verificação da redução do SRT de semi-reboques causado pelo alívio do eixo traseiro, devem ser consideradas suas características geométricas. A título de exemplo, segues os dados dos dois tipos de semi-reboques, chamados “curtos” e “longos”, com diferente divisão da carga entre os eixos traseiros e a quinta-roda. A

Equação E.1 mostra que a razão (h/b) é determinante para o fator ($K\alpha$).

Características do semi-reboque “longo”

Semi-reboque longo com 14 m de extensão total, com três eixos traseiros em tandem¹⁶.

$$h = 2,31 \text{ m altura CG (NAVIN, 1992, p. 136).}$$

$$L = 8,23 \text{ m eixo traseiro/quinta-roda}$$

$$b = 5,82 \text{ m}$$

$$c = 2,41 \text{ m}$$

Características do semi-reboque “curto”

Semi-reboque curto com dois eixos traseiros bitrem-graneleiro¹⁷.

$$h = 2,31 \text{ m altura CG (NAVIN, 1992, p. 136).}$$

$$L = 4,41 \text{ m eixo traseiro/quinta-roda}$$

$$b = 2,98 \text{ m}$$

$$c = 1,43 \text{ m}$$

¹⁶ Fonte: <http://www.random.com.br/>. Acesso em: 18 dez. 2008.

¹⁷ Fonte: <http://www.guerra.com.br/>. Acesso em: 18 dez. 2008.