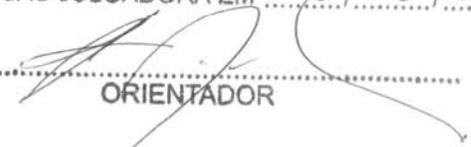


ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR JOSÉ RICARDO LENZI
...MARIOLANI..... E APROVADA
PELA COMISSÃO JULGADORA EM 06/02/2009


.....
ORIENTADOR

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**Estudo Teórico e Experimental dos Requisitos
Técnicos de Segurança Veicular a serem
atendidos por Pára-choques Traseiros de
Caminhões**

Autor: **José Ricardo Lenzi Mariolani**
Orientador: Antonio Celso Fonseca de Arruda

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE MATERIAIS

Estudo Teórico e Experimental dos Requisitos Técnicos de Segurança Veicular a serem atendidos por Pára-choques Traseiros de Caminhões

Autor: **José Ricardo Lenzi Mariolani**

Orientador: Antonio Celso Fonseca de Arruda

Curso: Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Materiais e Processos

Tese de doutorado apresentada à comissão de Pós-Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Campinas, 2009
S.P. – Brasil

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE - UNICAMP

M339e Mariolani, José Ricardo Lenzi
Estudo teórico e experimental dos requisitos técnicos de segurança veicular a serem atendidos por pára-choques traseiros de caminhões / José Ricardo Lenzi Mariolani. --Campinas, SP: [s.n.], 2009.

Orientador: Antonio Celso Fonseca de Arruda.
Tese de Doutorado - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Caminhões. 2. Impacto. 3. Engenharia automotiva - Medidas de segurança. 4. Indústria automobilística - Medidas de segurança. 5. Automóveis - Danos de colisão. I. Arruda, Antonio Celso Fonseca de. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Título em Inglês: Theoretical and experimental study of the technical safety requirements to be complied with by truck rear underride guards

Palavras-chave em Inglês: Underride, Truck rear guard, Truck safety, Rear collision, Rear impact

Área de concentração: Materiais e Processos de Fabricação

Titulação: Doutor em Engenharia Mecânica

Banca examinadora: Cecília Amélia de Carvalho Zavaglia, Franco Giuseppe Dedini, Dawilson Lucato, Luiz Antonio Daniel

Data da defesa: 06/02/2009

Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE MATERIAIS**

TESE DE DOUTORADO

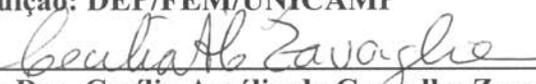
**Estudo Teórico e Experimental dos Requisitos
Técnicos de Segurança Veicular a serem
atendidos por Pára-choques Traseiros de
Caminhões**

Autor: **José Ricardo Lenzi Mariolani**
Orientador: **Antonio Celso Fonseca de Arruda**

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Tese:



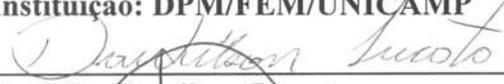
Prof. Dr. Antonio Celso Fonseca de Arruda, Presidente
Instituição: **DEP/FEM/UNICAMP**



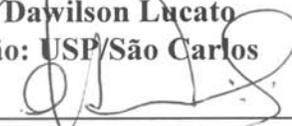
Profa. Dra. Cecília Amélia de Carvalho Zavaglia
Instituição: **DEMA/FEM/UNICAMP**



Prof. Dr. Franco Giuseppe Dedini
Instituição: **DPM/FEM/UNICAMP**



Prof. Dr. Dawilson Lucato
Instituição: **USP/São Carlos**



Prof. Dr. Luiz Antonio Daniel
Instituição: **FATEC/Sorocaba**

Campinas, 06 de fevereiro de 2009

Dedicatória:

Dedico este trabalho às vítimas das traseiras de caminhões e às suas respectivas famílias.

Agradecimentos

Este trabalho não poderia ter sido terminado sem a ajuda de diversas pessoas e entidades, às quais presto minha homenagem:

Ao Prof. Dr. Antonio Celso Fonseca de Arruda, orientador deste trabalho, pela confiança, incentivo e assistência;

Ao Eng. Luís Otto Faber Schmutzler pela sua grande dedicação ao tema, sem a qual não teria sido possível sensibilizar as entidades e empresas que participaram da realização deste trabalho;

À Mercedes-Benz do Brasil, na pessoa do Eng. Paulo Sérgio Pereira dos Santos, e à General Motors do Brasil, nas pessoas dos Engs. José Celso Mazarin e Júlio César Stellute, pelo suporte material e pessoal;

Ao CENAPAD-SP (Centro Nacional de Processamento de Alto Desempenho em São Paulo), projeto UNICAMP / FINEP – MCT, pela cessão de seus recursos computacionais;

A todos os demais que colaboraram de forma direta ou indireta na realização deste trabalho.

Resumo

Mariolani, José Ricardo Lenzi, *Estudo Teórico e Experimental dos Requisitos Técnicos de Segurança Veicular a serem atendidos por Pára-choques Traseiros de Caminhões*, Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2009. 257 p. Tese (Doutorado)

Milhares de pessoas morrem por ano em todo o mundo em consequência da falta de pára-choques adequados nas traseiras dos caminhões. Na tentativa de reverter essa situação, iniciou-se um trabalho de cooperação entre UNICAMP, Mercedes-Benz do Brasil e General Motors do Brasil cujos objetivos principais foram os de denunciar a Resolução CONTRAN No. 805/95 como ineficaz, projetar, construir e testar pára-choques confiáveis e apresentar soluções às autoridades governamentais. Para isso sugeriram-se os requisitos mínimos necessários ao projeto de um pára-choque eficaz, o qual deveria idealmente resistir ao impacto de um hipotético veículo “médio” a 50 km/h, projetou-se e construiu-se um pára-choque articulado com base nos requisitos sugeridos e realizaram-se dois *crash tests*, com o novo pára-choque articulado e com um pára-choque construído de acordo com a Resolução CONTRAN No. 805/95. O pára-choque articulado foi capaz de evitar a penetração do automóvel sob o caminhão, o que não ocorreu com o outro. Os resultados obtidos e os requisitos de projeto sugeridos formaram a base de uma nova norma brasileira referente à matéria, a qual se tornou a Resolução CONTRAN No. 152/03 e introduziu, na data de sua publicação, avanços inéditos em relação à proteção dos ocupantes de passageiros em colisões contra a traseira de caminhões.

Palavras Chave

Projeto Impacto, pára-choque traseiro, colisão traseira, efeito guilhotina, caminhões, segurança veicular

Abstract

MARIOLANI, José Ricardo Lenzi, *Theoretical and Experimental Study of the Technical Safety Requirements to be complied with by Truck Rear Underride Guards*, Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2009. 248 p. Tese (Doutorado)

Because of the lack of effective rear underride guards attached to trucks, trailers and semi-trailers, rear underride crashes are responsible for thousands of deaths every year throughout the world. Trying to reverse this situation, cooperative work was started between University of Campinas, Mercedes-Benz do Brasil and General Motors do Brasil, whose main goals were to denounce the Brazilian regulation CONTRAN no. 805/95 as ineffective, to design, construct and test a reliable underride guard and to present solutions to government authorities. To meet these goals, design parameters considered being the minimum essential requirements for effective underride guards, which ideally should be able to resist an impact of a hypothetical “average” car at 50 km/h, have been proposed. A new retractile underride guard has been designed according to the proposed parameters and crash tests have been carried out with the retractile guard and with another constructed according to regulation CONTRAN no. 805/95. The retractile guard could avoid underride, but the other could not. Based on these results and on the proposed design parameters, a new Brazilian standard for rear underride guards has been elaborated. This standard became later the new regulation CONTRAN no. 152/03 and introduced, at the date of issuing, the utmost in safety requirements concerning protection against underride.

Key Words

Impact Project, underride, underrun, truck rear guard, truck safety, rear collision, rear impact

Índice

Lista de Figuras	xi
Lista de Tabelas	xviii
Nomenclatura	xxii
1 Introdução	1
1.1 O efeito guilhotina	6
1.2 Os números da tragédia	11
1.3 O Projeto Impacto	19
1.4 Objetivos deste trabalho	22
2 Pára-choques: Regulamentações Vigentes	23
2.1 ECE <i>Regulation</i> No. 58 e Resolução CONTRAN No. 805/95	24
2.2 O caso norte-americano	27
2.3 A nova norma canadense	30
2.4 Austrália	32
2.5 Comparação entre as regulamentações vigentes e críticas às mesmas	33
3 Estudos e Ensaios Prévios	39
4 Parâmetros Geométricos	59
4.1 Altura em relação ao solo	59
4.2 Distância entre o pára-choque e a extremidade traseira da carroceria	67
4.3 Ângulo de saída	69
4.4 Outros parâmetros geométricos	72
5 Parâmetros de Resistência	73
5.1 Forças desenvolvidas durante o impacto centrado	73
5.2 Considerações a respeito da recuperação elástica no cálculo da força média	75

5.3	Considerações a respeito da recuperação elástica no cálculo da força máxima	78
5.4	Velocidade equivalente ao impacto contra barreira	80
5.5	Efeito da frenagem	82
5.6	Pára-choque deformável	86
5.7	Impacto fora de centro	88
5.8	Estimativas dos requisitos mínimos de resistência para os pára-choques	93
5.9	Métodos de ensaio	100
5.10	Definição das forças para o ensaio estático	103
6	Materiais Aplicáveis	107
6.1	Aços	107
6.2	Ligas de alumínio	109
6.3	Compósitos	110
6.4	Comparação entre os materiais	111
7	Projeto do Pára-choque Articulado	113
7.1	Parâmetros de projeto	113
7.2	Descrição do pára-choque	115
7.3	Modelamento por elementos finitos	118
8	Testes	123
8.1	Metodologia	123
8.2	Resultados	131
9	Discussão	147
10	Conclusões e Sugestões para Próximos Trabalhos	163
10.1	Conclusões	163
10.2	Sugestões para próximos trabalhos	164
	Referências Bibliográficas	167
	Anexos	
I	Estimativas da Força de Impacto	191
I.1	Fluxograma do procedimento de cálculo	191
I.2	Daihatsu Charade	193
I.3	Ford Escort	197
I.4	Honda Civic	201

I.5 Nissan Altima	205
I.6 Ford Taurus	209
I.7 Acura 3.5 RL	213
I.8 Chevrolet Blazer	217
I.9 Veículo “médio”	221
II Desenhos Construtivos do Pára-choque Articulado	225
III Publicações, Prêmios e Citações	235
III.1 Publicações	235
III.2 Prêmios	237
III.3 Citações	238
Apêndices	
A Deduções de Equações pertinentes à Estimativa da Força de Impacto	241
A.1 Estimativa da força média desenvolvida durante o impacto	241
A.2 Estimativa da força máxima desenvolvida durante o impacto	243
A.3 Cálculo da energia absorvida num impacto em <i>offset</i>	246
B Resolução CONTRAN No. 152/03	249

Lista de Figuras

1.1	Exemplo clássico do efeito guilhotina	7
1.2	Efeito guilhotina: a vítima é atingida na região da cabeça	8
1.3	Exemplo de inutilidade dos modernos sistemas de segurança quando um automóvel colide contra a traseira de um caminhão	9
1.4	Cadillac 1947	10
1.5	A atriz Jayne Mansfield foi vítima do efeito guilhotina em 29/06/1967	10
1.6	O efeito guilhotina deixou seqüelas graves em Nancy Winkelman	19
1.7	Reprodução de notícia publicada no jornal Folha de S. Paulo em 1961	20
2.1	Definição dos pontos de aplicação das cargas P1, P2 e P3 de acordo com as regulamentações CONTRAN No. 805/95 e ECE R58	26
2.2	Pára-choque construído de acordo com a Resolução CONTRAN No. 805/95	27
2.3	Exemplo de um típico pára-choque construído de acordo com a regulamentação norte-americana 49 CFR 393.86, conhecido como pára-choque ICC	28
2.4	Vista traseira da travessa principal do pára-choque com os pontos de aplicação das forças no teste estático segundo a norma FMVSS No. 223	30
2.5	Posição do pára-choque segundo a norma FMVSS No. 224	31
2.6	De acordo com a CMVSS 223, a altura do pára-choque em relação ao solo deve ser medida depois de realizado o teste estático	32
2.7	Reprodução de Aviso de Serviço da Polícia Rodoviária Federal para fins de execução e fiel cumprimento da Resolução CONTRAN no. 805/95	36
3.1	Pára-choque rígido projetado por Rechnitzer <i>et al.</i> (1993)	47
3.2	Pára-choque absorvedor de energia de Rechnitzer <i>et al.</i> (2001)	48
3.3	Pára-choque que atende minimamente aos requisitos das normas FMVSS 223 e 224	49

3.4	Pára-choque de Boucher e Davis (2002)	51
3.5	Princípio de funcionamento do pára-choque alicate proposto por Schmutzler	52
3.6	Pára-choque alicate antes do <i>crash test</i>	53
3.7	Impacto do veículo contra o pára-choque alicate e posição final do mesmo	54
3.8	Dispositivo absorvedor de energia de Menezes (2004)	54
3.9	Pára-choque absorvedor de energia antes e depois do teste	55
3.10	Simulação computacional do pára-choque desenvolvido pela MAN	56
4.1	Posição da estrutura dimensionada para absorver a energia de impactos frontais	60
4.2	O pára-choque do caminhão deve ser montado à mesma altura da estrutura resistente do veículo menor	60
4.3	Variação da penetração de veículos menores sob caminhões em função da altura do pára-choque destes	63
4.4	O efeito de cunha	65
4.5	Demonstração do efeito de cunha em um acidente real	65
4.6	Representação esquemática do efeito da posição do pára-choque na prevenção da intrusão do compartimento de passageiros do veículo menor	68
4.7	Acidente real envolvendo a traseira de um caminhão e uma Chevrolet Blazer	69
4.8	Um balanço traseiro grande e um pára-choque baixo dificultam a passagem do caminhão por rampas	70
4.9	Representação do ângulo de saída β em função da altura do pára-choque h e do balanço traseiro da carroceria b	71
5.1	Exemplos de impactos considerados como centrados	74
5.2	Variação do coeficiente de restituição em função da velocidade de impacto de veículos Ford Escort contra barreira rígida	78
5.3	Representação esquemática das curvas de força versus deformação para os dois modelos de deformação do pára-choque	88
5.4	Representação esquemática de uma colisão em <i>offset</i>	89
5.5	Curvas de fração de energia cinética absorvida versus porcentagem de <i>offset</i>	92
5.6	Forças de impacto média e máxima versus massa do caminhão para diferentes rigidezes do pára-choque e com o caminhão em processo de frenagem	98

5.7	Forças de impacto média e máxima versus elasticidade do pára-choque para diferentes massas do caminhão e com o caminhão em processo de frenagem	98
5.8	Penetração relativa versus massa do caminhão e elasticidade do pára-choque para impactos com o caminhão em processo de frenagem	99
5.9	Curvas de força de impacto máxima versus massa do caminhão para todos os veículos e rigidezes de pára-choque considerados	99
5.10	Desenho esquemático da colisão não simétrica com 100% de contato de um veículo contra um pára-choque bi-apoiado	104
5.11	Desenho esquemático da colisão em <i>offset</i> de um veículo contra metade de um pára-choque apoiado em quatro pontos	105
7.1	Dimensões do caminhão relevantes para a definição das dimensões do pára-choque	114
7.2	O pára-choque articulado pode mover-se para trás e para cima quando necessário	115
7.3	Desenho em três vistas e em perspectiva do pára-choque articulado	116
7.4	Secção transversal da travessa principal do pára-choque	117
7.5	Detalhe dos parafusos Allen e da espera empregados para restringir o deslocamento lateral e o escorregamento da estrutura sob o chassi	118
7.6	Modelo em elementos finitos do pára-choque articulado mostrando a distribuição de tensão equivalente para um carregamento de 100 kN no ponto P1	119
7.7	Modelo em elementos finitos do pára-choque articulado mostrando a distribuição de tensão equivalente para um carregamento de 150 kN no ponto P2	120
7.8	Modelo em elementos finitos do pára-choque articulado mostrando a distribuição de tensão equivalente para um carregamento de 100 kN no ponto P3	120
7.9	Modelo em elementos finitos do pára-choque articulado mostrando a distribuição de tensão equivalente para um carregamento de 150 kN sobre metade da travessa principal	121
8.1	Teste estático do pára-choque articulado – aplicação da força P1	125
8.2	Vista do pára-choque articulado antes do <i>crash test</i>	125
8.3	Vista lateral do pára-choque articulado antes do <i>crash test</i>	126
8.4	Vista traseira do caminhão equipado com o pára-choque articulado antes do <i>crash test</i>	126
8.5	Altura do pára-choque articulado em relação ao pára-choque do automóvel	127
8.6	Posição do automóvel em relação ao pára-choque articulado antes do <i>crash test</i>	127
8.7	Lastro de água utilizado como simulação de passageiros	128

8.8	Vista do pára-choque construído de acordo com a Resolução CONTRAN No. 805/95	129
8.9	Vista traseira do caminhão equipado com o pára-choque construído de acordo com a Resolução CONTRAN No. 805/95	129
8.10	Vista lateral do pára-choque construído de acordo com a Resolução CONTRAN No. 805/95	130
8.11	Posição do pára-choque construído de acordo com a Resolução CONTRAN No. 805/95 em relação ao pára-choque do automóvel	130
8.12	Seqüência de fotos do <i>crash test</i> do pára-choque articulado	132-133
8.13	Curva de aceleração longitudinal do veículo no impacto contra o pára-choque articulado	134
8.14	Posição final do automóvel após o impacto contra o pára-choque articulado (vista lateral)	136
8.15	Posição final do automóvel após o impacto contra o pára-choque articulado (vista lateral)	136
8.16	Posição final do automóvel após o impacto contra o pára-choque articulado (vista traseira)	137
8.17	Aspecto do pára-choque ao final do teste (vista traseira)	137
8.18	Aspecto do pára-choque ao final do teste (vista lateral)	138
8.19	Região do pára-choque que sofreu o impacto	138
8.20	Aspecto do automóvel após o teste	139
8.21	Aspecto do compartimento do motor após o teste	139
8.22	O compartimento de passageiros permaneceu intacto	140
8.23	Seqüência de fotos do <i>crash test</i> do pára-choque CONTRAN No. 805/95	141-142
8.24	Posição final do automóvel após o impacto contra o pára-choque de acordo com a Resolução CONTRAN 805/95 (vista lateral)	143
8.25	Outra vista lateral do impacto contra o pára-choque construído de acordo com a Resolução CONTRAN 805/95	144
8.26	Posição final do automóvel após o impacto contra o pára-choque de acordo com a Resolução CONTRAN 805/95 (vista frontal)	144
8.27	Posição final do automóvel após o impacto contra o pára-choque de acordo com a Resolução CONTRAN 805/95 (vista traseira)	145
8.28	Pára-brisa rompido durante o <i>crash test</i>	145

8.29	Detalhe do compartimento de passageiros do automóvel que colidiu contra o pára-choque construído de acordo com a Resolução CONTRAN 805/95	146
8.30	Rasgo produzido na capota do automóvel pelo gancho da carroceria do caminhão	146
9.1	Máximas velocidades de aproximação com as quais os veículos Daihatsu Charade, Chevrolet Blazer e o hipotético veículo “médio” poderiam colidir contra um pára-choque dimensionado de acordo com as cargas estáticas sugeridas pelo Projeto Impacto, em função da massa do caminhão e da elasticidade do pára-choque	150
9.2	Penetração dos veículos sob o caminhão em função da elasticidade do pára-choque	150
9.3	Comparação entre as forças estabelecidas para o teste estático pelas Resoluções No. 152/03, No. 805/95 e a sugestão do Projeto Impacto	158
9.4	Estimativa das máximas velocidades de impacto que um pára-choque construído de acordo com a Resolução CONTRAN No. 152/03 poderia suportar em uma colisão com os veículos Daihatsu Charade, Chevrolet Blazer e um hipotético veículo médio	159
I.1	Veículo Daihatsu Charade utilizado em um dos testes (Sankey, 1989) e gráfico de deformação residual x velocidade de impacto construído com os dados disponíveis	193
I.2	Forças de impacto média e máxima versus massa do caminhão para diferentes rigidezes do pára-choque (Daihatsu Charade)	196
I.3	Forças de impacto média e máxima versus elasticidade do pára-choque para diferentes massas do caminhão (Daihatsu Charade)	196
I.4	Penetração relativa do veículo Daihatsu Charade sob o caminhão em função da massa do caminhão e da elasticidade do pára-choque	196
I.5	Veículo Ford Escort utilizado em um dos testes e gráfico de deformação residual x velocidade de impacto construído com os dados disponíveis	197
I.6	Forças de impacto média e máxima versus massa do caminhão para diferentes rigidezes do pára-choque (Ford Escort)	200
I.7	Forças de impacto média e máxima versus elasticidade do pára-choque para diferentes massas do caminhão (Ford Escort)	200
I.8	Penetração relativa do veículo Ford Escort sob o caminhão em função da massa do caminhão e da elasticidade do pára-choque	200
I.9	Veículo Honda Civic utilizado em um dos testes e gráfico de deformação residual x velocidade de impacto construído com os dados disponíveis	201

I.10	Forças de impacto média e máxima versus massa do caminhão para diferentes rigidezes do pára-choque (Honda Civic)	204
I.11	Forças de impacto média e máxima versus elasticidade do pára-choque para diferentes massas do caminhão (Honda Civic)	204
I.12	Penetração relativa do veículo Honda Civic sob o caminhão em função da massa do caminhão e da elasticidade do pára-choque	204
I.13	Veículo Nissan Altima utilizado em um dos testes e gráfico de deformação residual x velocidade de impacto construído com os dados disponíveis	205
I.14	Forças de impacto média e máxima versus massa do caminhão para diferentes rigidezes do pára-choque (Nissan Altima)	208
I.15	Forças de impacto média e máxima versus elasticidade do pára-choque para diferentes massas do caminhão (Nissan Altima)	208
I.16	Penetração relativa do veículo Nissan Altima sob o caminhão em função da massa do caminhão e da elasticidade do pára-choque	208
I.17	Veículo Ford Taurus utilizado em um dos testes e gráfico de deformação residual x velocidade de impacto construído com os dados disponíveis	209
I.18	Forças de impacto média e máxima versus massa do caminhão para diferentes rigidezes do pára-choque (Ford Taurus)	212
I.19	Forças de impacto média e máxima versus elasticidade do pára-choque para diferentes massas do caminhão (Ford Taurus)	212
I.20	Penetração relativa do veículo Ford Taurus sob o caminhão em função da massa do caminhão e da elasticidade do pára-choque	212
I.21	Veículo Acura 3.5 RL utilizado em um dos testes e gráfico de deformação residual x velocidade de impacto construído com os dados disponíveis	213
I.22	Forças de impacto média e máxima versus massa do caminhão para diferentes rigidezes do pára-choque (Acura 3.5 RL)	216
I.23	Forças de impacto média e máxima versus elasticidade do pára-choque para diferentes massas do caminhão (Acura 3.5 RL)	216
I.24	Penetração relativa do veículo Acura 3.5 RL sob o caminhão em função da massa do caminhão e da elasticidade do pára-choque	216

I.25	Veículo Chevrolet Blazer utilizado em um dos testes e gráfico de deformação residual x velocidade de impacto construído com os dados disponíveis	217
I.26	Forças de impacto média e máxima versus massa do caminhão para diferentes rigidezes do pára-choque (Chevrolet Blazer)	220
I.27	Forças de impacto média e máxima versus elasticidade do pára-choque para diferentes massas do caminhão (Chevrolet Blazer)	220
I.28	Penetração relativa do veículo Chevrolet Blazer sob o caminhão em função da massa do caminhão e da elasticidade do pára-choque	220
I.29	Forças de impacto média e máxima versus massa do caminhão para diferentes rigidezes do pára-choque (veículo “médio”)	224
I.30	Forças de impacto média e máxima versus elasticidade do pára-choque para diferentes massas do caminhão (veículo “médio”)	224
I.31	Penetração relativa do hipotético veículo “médio” sob o caminhão em função da massa do caminhão e da elasticidade do pára-choque	224
II.1	Vista em perspectiva do pára-choque articulado com indicação das peças	227
II.2	Três vistas do pára-choque articulado com indicação das peças	228
II.3	Detalhe dos cortes A-A e B-B indicados na Figura II.2	229
II.4	Travessa principal do pára-choque	229
II.5	Peças utilizadas na montagem do suporte lateral	230
II.6	Suporte lateral montado	231
II.7	“Mão francesa”	232
II.8	Esquema de cortes da “mão francesa”	233
II.9	Peça H da fixação do conjunto às longarinas	234
II.10	Peças F, I, J e K	234
A.1	Representação esquemática da relação entre a deformação residual do veículo e a velocidade de impacto	244
A.2	Linearização das curvas de força versus deformação (<i>crush</i>) obtidas em impactos contra barreira rígida a diferentes velocidades do Ford Torino	245
A.3	Desenho esquemático do impacto em <i>offset</i> entre dois veículos de massas m_1 e m_2 e raios de giração K_1 e K_2 respectivamente	246

Lista de Tabelas

1.1	Estatísticas de acidentes de trânsito nos Estados Unidos no período de 1998 a 2002	11
1.2	Número de caminhões e veículos menores em circulação no ano 2001 nos Estados Unidos e no Japão, e em março de 2004 no Brasil	16
1.3	Estatísticas oficiais de mortos em acidentes de trânsito e de transporte no Brasil	16
2.1	Resistência estática requerida pela regulamentação CMVSS 223	32
2.2	Requisitos técnicos estabelecidos pelas regulamentações vigentes	34
3.1	Resultados dos <i>crash tests</i> realizados por DeLeys e Ryder (1971)	40
3.2	Resultados dos <i>crash tests</i> realizados por Zarembo <i>et al.</i> (1977)	41
3.3	Resultados dos <i>crash tests</i> realizados por Baczynski <i>et al.</i> (1980)	43
3.4	Resultados dos <i>crash tests</i> realizados por Buth <i>et al.</i> (1980)	44
3.5	Detalhes dos <i>crash tests</i> realizados pelo MUARC (Rechnitzer <i>et al.</i> , 2001)	48
3.6	Sumário dos testes conduzidos pela NHTSA entre 1992 e 1993	50
3.7	Sumário dos testes realizados por Boucher e Davis (2002)	51
3.8	Comparação entre os resultados dos testes dos pára-choques alicate e absorvedor	55
3.9	Resultados das simulações de Atahan (2003)	57
5.1	Valores de P_{offset} , P1 e P2 calculados para diferentes frações de <i>offset</i>	105
5.2	Forças adotadas para o dimensionamento estático do pára-choque	106
6.1	Propriedades mecânicas e físicas de alguns aços de interesse	108
6.2	Propriedades mecânicas e físicas de algumas ligas de alumínio de interesse	109
6.3	Propriedades mecânicas e físicas de compósitos de uso corrente	110
6.4	Comparação entre os materiais do ponto de vista da resistência específica e do custo	111
7.1	Valores das dimensões do caminhão Mercedes-Benz LK 1217	114
8.1	Resultados do teste estático	124

8.2	Resultados obtidos nos <i>crash tests</i> realizados pelo Projeto Impacto	131
9.1	Limites superior e inferior de velocidades de impacto que suportaria um pára-choque dimensionado de acordo com as cargas estáticas da Tabela 5.2, conforme o tipo de automóvel	151
9.2	Comparação entre os requisitos técnicos estabelecidos pelas Resoluções CONTRAN No. 152/03, No. 805/95 e as sugestões do Projeto Impacto	157
9.3	Forças a serem aplicadas aos veículos de PBT inferior a 4,6 toneladas segundo a norma ABNT NBR 14648:2006	161
I.1	Dados de testes de impacto contra barreira rígida do veículo Daihatsu Charade	193
I.2	Valores calculados para impactos hipotéticos entre veículos Daihatsu Charade e pára-choques de diferentes rigidezes instalados na traseira de caminhões de diferentes massas, sem consideração da frenagem	194
I.3	Valores calculados para impactos hipotéticos entre veículos Daihatsu Charade e pára-choques de diferentes rigidezes instalados na traseira de caminhões de diferentes massas, considerando-se que o caminhão está em processo de frenagem	195
I.4	Dados de testes de impacto contra barreira rígida do veículo Ford Escort	197
I.5	Valores calculados para impactos hipotéticos entre veículos Ford Escort e pára-choques de diferentes rigidezes instalados na traseira de caminhões de diferentes massas, sem consideração da frenagem	198
I.6	Valores calculados para impactos hipotéticos entre veículos Ford Escort e pára-choques de diferentes rigidezes instalados na traseira de caminhões de diferentes massas, considerando-se que o caminhão está em processo de frenagem	199
I.7	Dados de testes de impacto contra barreira rígida do veículo Honda Civic	201
I.8	Valores calculados para impactos hipotéticos entre veículos Honda Civic e pára-choques de diferentes rigidezes instalados na traseira de caminhões de diferentes massas, sem consideração da frenagem	202
I.9	Valores calculados para impactos hipotéticos entre veículos Honda Civic e pára-choques de diferentes rigidezes instalados na traseira de caminhões de diferentes massas, considerando-se que o caminhão está em processo de frenagem	203
I.10	Dados de testes de impacto contra barreira rígida do veículo Nissan Altima	205

I.11	Valores calculados para impactos hipotéticos entre veículos Nissan Altima e pára-choques de diferentes rigidezes instalados na traseira de caminhões de diferentes massas, sem consideração da frenagem	206
I.12	Valores calculados para impactos hipotéticos entre veículos Nissan Altima e pára-choques de diferentes rigidezes instalados na traseira de caminhões de diferentes massas, considerando-se que o caminhão está em processo de frenagem	207
I.13	Dados de testes de impacto contra barreira rígida do veículo Ford Taurus	209
I.14	Valores calculados para impactos hipotéticos entre veículos Ford Taurus e pára-choques de diferentes rigidezes instalados na traseira de caminhões de diferentes massas, sem consideração da frenagem	210
I.15	Valores calculados para impactos hipotéticos entre veículos Ford Taurus e pára-choques de diferentes rigidezes instalados na traseira de caminhões de diferentes massas, considerando-se que o caminhão está em processo de frenagem	211
I.16	Dados de testes de impacto contra barreira rígida do veículo Acura 3.5 RL	213
I.17	Valores calculados para impactos hipotéticos entre veículos Acura 3.5 RL e pára-choques de diferentes rigidezes instalados na traseira de caminhões de diferentes massas, sem consideração da frenagem	214
I.18	Valores calculados para impactos hipotéticos entre veículos Acura 3.5 RL e pára-choques de diferentes rigidezes instalados na traseira de caminhões de diferentes massas, considerando-se que o caminhão está em processo de frenagem	215
I.19	Dados de testes de impacto contra barreira rígida do veículo Chevrolet Blazer	217
I.20	Valores calculados para impactos hipotéticos entre veículos Chevrolet Blazer e pára-choques de diferentes rigidezes instalados na traseira de caminhões de diferentes massas, sem consideração da frenagem	218
I.21	Valores calculados para impactos hipotéticos entre veículos Chevrolet Blazer e pára-choques de diferentes rigidezes instalados na traseira de caminhões de diferentes massas, considerando-se que o caminhão está em processo de frenagem	219
I.22	Dados dos sete veículos utilizados nos cálculos e os seus respectivos valores médios	221
I.23	Valores calculados para impactos hipotéticos entre um hipotético veículo “médio” e pára-choques de diferentes rigidezes instalados na traseira de caminhões de diferentes massas, sem consideração da frenagem	222

I.24	Valores calculados para impactos hipotéticos entre um hipotético veículo “médio” e pára-choques de diferentes rigidezes instalados na traseira de caminhões de diferentes massas, considerando-se que o caminhão está em processo de frenagem	223
II.1	Listagem de peças do pára-choque articulado	226

Nomenclatura

Letras Latinas

a – aceleração	[m/s ²]
b₀ – coeficiente de Campbell obtido em <i>crash test</i> contra barreira rígida	
b₁ – coeficiente de Campbell obtido em <i>crash test</i> contra barreira rígida	
c – deformação residual	(mm) [m]
d – balanço traseiro da carroceria	(mm) [m]
D – distância entre o pára-choque e a extremidade traseira da carroceria	(mm) [m]
e – coeficiente de restituição	
E – energia	[J]
E – módulo de elasticidade	[GPa]
f – força por unidade de largura	[kN/m]
F – força	[kN]
g – aceleração da gravidade	[m/s ²]
G – aceleração da gravidade	[m/s ²]
h – braço de alavanca do impulso de impacto	(mm) [m]
H – altura do pára-choque em relação ao pavimento	(mm) [m]
k – rigidez dinâmica	[kN/m]
K – raio de giração	(mm) [m]
L – comprimento do veículo	[m]
m – massa	[kg]
P – força estática aplicada ao pára-choque ou reação nos seus apoios	[kN]
t – tempo	[s]
v – velocidade	(km/h) [m/s]
w – largura do veículo	(mm) [m]
x – fração de <i>offset</i> (excentricidade do impacto)	
y – distância vertical percorrida pelo centro de massa do pêndulo ou bloco	(mm) [m]
z – distância entre os dois pontos de aplicação de carga estática P2	(mm) [m]

Letras Gregas

α – aceleração angular	[s ⁻²]
β – ângulo de saída	[°]
γ – constante específica de cada modelo de veículo	
ε – deformação	
ρ – densidade	[kg/m ³]

λ – coeficiente de frenagem

σ – tensão

ϕ – grandeza definida pela Equação 5.5

ω – velocidade angular

[s⁻¹]

Superescritos

' – pós impacto

Subscritos

0 – inicial (exceto no coeficiente de Campbell b_0)

1 – referente ao veículo menor (exceto no coeficiente de Campbell b_1)

2 – referente ao caminhão

3 – comum aos dois veículos

a – aproximação

A – referente ao ponto A

abs – absorvida

b – referente a impacto contra barreira

B – referente ao ponto B

c – referente a impacto contra caminhão

centrado – referente a impacto centrado

CG – referente ao centro de gravidade

def ad – referente à deformação adicional produzida nos veículos em uma colisão traseira quando o veículo da frente encontra-se em processo de frenagem

eb – equivalente ao impacto contra barreira

f – referente a frenagem com colisão

fr – referente a frenagem sem colisão

máx – valor máximo

méd – valor médio

n – valor genérico

offset – referente a impacto em *offset*

p – referente ao pêndulo

P – referente ao ponto P

reb – referente a rebote

tot – total

Abreviações

AHSS – Advanced High Strength Steels

BO – Boletim de Ocorrência

CG – Centro de Gravidade

HIC – Head Injury Criteria

PBT – Peso Bruto Total

PCI – Passenger Compartment Intrusion

RERFC – Resina Epóxi Reforçada com Fibra de Carbono

RERFV – Resina Epóxi Reforçada com Fibra de Vidro

RUP – Rear Underrun Protection

RUPD – Rear Underrun Protective Device

SMAC – Simulation Model of Automobile Collisions
ULSAB – Ultra Light Steel Auto Body

Siglas

ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas
ABRAMET – Associação Brasileira de Medicina do Trânsito
ADR – Australian Design Rules
AEA – Associação Brasileira de Engenharia Automotiva
AMA – Automobile Manufacturer’s Association
ANFAVEA – Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores
ATA – American Trucking Associations
ATSB – Australian Transport Safety Bureau
CAL – Cornell Aeronautical Laboratory
CMVSS – Canada Motor Vehicle Safety Standards
CONTRAN – Conselho Nacional de Trânsito
DATASUS – Departamento de Informática do Sistema Único de Saúde
DENATRAN – Departamento Nacional de Trânsito
DTRS – Department of Transport and Regional Services
ECE – The United Nations European Commission for Europe
EEC – European Economic Community
EEVC – European Enhanced Vehicle-Safety Committee
EU – European Union
FARS – Fatal Accident Reporting System
FHWA – Federal Highway Administration
FMVSS – Federal Motor Vehicle Safety Standards
GEIPOT – Grupo de Estudos para Integração da Política de Transportes
GES-NASS – General Estimates System - National Automotive Sampling System
INMETRO – Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial
IIHS – Insurance Institute for Highway Safety
MUARC – Monash University Accident Research Centre
NAFTA – North American Free Trade Agreement
NCAP – New Car Assessment Program
NCSA – National Center for Statistics and Analysis
NHTSA – National Highway Traffic Safety Administration
NHWSB – National Highway Safety Bureau
OIA – Organismo de Inspeção Acreditado
RTQ – Regulamento Técnico de Qualidade
SAE – Society of Automotive Engineering
TRC – Transportation Research Center
TTI – Texas Transportation Institute
WHO – World Health Organization

Capítulo 1

Introdução

A invenção do automóvel, ocorrida no final do século XIX, provocou profundas alterações no modo de vida da humanidade ao longo do século seguinte. Com a popularização do novo invento, o ser humano passou a contar com uma mobilidade jamais sonhada anteriormente. Essa maior mobilidade possibilitou a ampliação das relações sociais e econômicas entre indivíduos e comunidades. A aparente liberdade e poder trazidos pelo automóvel fizeram com que as pessoas criassem uma relação de paixão quase irracional pela máquina, passando a supervalorizar suas vantagens e a negligenciar as desvantagens de sua massificação, como a poluição, os congestionamentos, o ruído, o privilégio do individual em detrimento do coletivo, o desperdício de recursos naturais e a mais dramática delas, que serviu de motivação para este trabalho: os acidentes.

Segundo estudos da Organização Mundial de Saúde (Peden *et al.*, 2002), no ano 2000 morreram em todo o mundo 1.260.000 pessoas em acidentes de trânsito, o que significa uma morte a cada 25 segundos. Naquele ano o trânsito representou a nona causa global de mortalidade, com 2,2% do total, e a principal causa de mortalidade violenta, com 25% do total. Por faixa etária, os acidentes de trânsito representaram a segunda *causa mortis* nas faixas de 5-14 e 15-29 anos e a terceira na faixa de 30-44 anos. Segundo a mesma fonte, além de todas essas mortes, os acidentes de trânsito produziram naquele ano nada menos que 41,2 milhões de feridos, mais do que toda a população da Espanha, correspondendo a um ferido a cada 0,77 segundos.

Estima-se que desde a invenção do automóvel os acidentes de trânsito custaram a vida de mais de 30 milhões de seres humanos (Global Road Safety Partnership, 2004a), cifra equivalente ao número de vítimas da Segunda Guerra Mundial (ironicamente iniciada por um notável construtor de auto-estradas), e podem ter provocado ferimentos em cerca de um bilhão de indivíduos!

Embora em vários países industrializados o número de vítimas fatais venha apresentando tendência de queda nos últimos anos (Busstra, 2003; Cesari, 2003; Engelbrecht, 2003; Erario, 2003; Kadomatsu, 2003; Kunz, 2003; Lie e Tingvall, 2003; O'Reilly, 2001; Seyer, 2003; Sweet, 2003), o número global de mortos no trânsito continua aumentando (World Health Organization, 2002). Das quase 1,26 milhões de fatalidades contabilizadas pela Organização Mundial de Saúde em 2000, “apenas” cerca de 125 mil (WHO, 2003) ocorreram em países industrializados e altamente motorizados, detentores de 60% da frota mundial de veículos (Global Road Safety Partnership, 2004b), tendo as demais 1,135 milhões de mortes ocorrido nos países menos desenvolvidos, detentores de 40% da frota. Mesmo em alguns países onde o número de vítimas fatais está diminuindo, o número de feridos permanece constante ou continua a aumentar (Engelbrecht, 2003; Erario, 2003; Kadomatsu, 2003).

O incrível é que mesmo diante desses números estupefacentes o assunto continua sendo largamente negligenciado. A indústria automobilística precisou de mais de cinquenta anos para começar a se interessar seriamente pela segurança de seus produtos, enquanto que os consumidores precisaram de quase um século para ter sua atenção despertada para o problema, ainda que timidamente. Como exemplo da indiferença com que o ser humano encara a carnificina no trânsito pode-se citar a reação do povo norte-americano aos ataques terroristas de 11 de setembro de 2001, que custaram a vida de cerca de 3.500 pessoas (Chapman e Harris, 2002), quando comparada com indiferença em relação às 3.629 mortes em acidentes de trânsito somente naquele mesmo mês de setembro de 2001 nos Estados Unidos, ou às 42.116 fatalidades ocorridas naquele ano, numa média de 3.510 por mês (National Highway Traffic Safety Administration, 2002a). Ou seja, todo mês acontece nas estradas norte-americanas o equivalente aos atentados de 11 de setembro de 2001 sem que isso provoque qualquer reação que sequer se aproxime da provocada pelos ataques terroristas.

No Brasil a indiferença aos acidentes de trânsito poderia ser comparada com a reação da população à AIDS. De 1983 a 2001 foram reportados em nosso país 215.799 casos de AIDS. O pico foi em 1998, com 24.017 novas notificações de soropositivos (WHO, 2004). Em relação aos acidentes de trânsito, no ano de 1999 os números oficiais, muito provavelmente inferiores à realidade (vide Subsecção 1.2.5), indicaram um total de 20.020 mortos (Departamento Nacional de Trânsito, 2002). Tais números deveriam sensibilizar a população de maneira no mínimo equivalente, mas não é o que ocorre. Enquanto que em relação à AIDS a maioria da população se comoveu, muitos mudaram seus hábitos e se colocaram a favor das campanhas e ações governamentais para reduzir a disseminação da doença, tanto é que o número de novas notificações de soropositivos vem diminuindo desde 1998, quando se trata de prevenir acidentes de trânsito poucos se sensibilizam, sendo usual que pessoas tidas como esclarecidas recorram à Justiça para impedir a aplicação de medidas que visem a segurança, como a imposição de limites de velocidade, a obrigatoriedade do uso de cinto de segurança, melhor formação para os motoristas, entre outras.

Mas por que essa indiferença em relação aos acidentes de trânsito? Segundo artigo publicado pelo norte-americano Insurance Institute for Highway Safety (2002), uma das razões está no fato de a maioria das pessoas acreditar que acidentes só acontecem com os outros. O referido artigo cita uma pesquisa sobre percepção de risco realizada pela também norte-americana Russell Sage Foundation, a qual apontou que as pessoas possuem um forte, porém injustificado, sentimento subjetivo de imunidade em relação a atividades corriqueiras, como dirigir automóveis. As pessoas tenderiam a minimizar a avaliação dos riscos de atividades nas quais pensam ter controle sobre a situação. Assim, a maioria dos motoristas acreditaria ter controle sobre os riscos provocados pelos outros graças à sua própria habilidade ao volante. Reforçam essa hipótese duas enquetes do IIHS sobre a auto-avaliação dos motoristas. De acordo com essas enquetes, 75% dos motoristas acreditam possuir habilidade de dirigir acima da média e praticamente nenhum admitiu estar abaixo da mesma, o que, pela própria definição de média, é impossível. Ou seja, a maioria dos motoristas não seria inconsciente ao perigo do trânsito, mas pensaria que o perigo está nos outros, enquanto que eles próprios teriam total controle sobre a situação. Isso explicaria, por exemplo, o maior temor de ser vítima de atentados terroristas, acontecimentos sobre os quais o cidadão comum não tem qualquer controle, do que de ser vítima

de um acidente de trânsito. Ou o maior temor que muitos apresentam em relação ao avião, onde os passageiros não têm controle sobre a aeronave, do que ao automóvel. Temor injustificado: em 2001, nos 15 países membros da Comunidade Européia, 22.473 ocupantes de automóveis de passageiros perderam a vida em acidentes, num índice de 5,9 fatalidades por bilhão de quilômetros percorridos, contra 123 vítimas na aviação comercial, correspondendo a 0,4 fatalidades por bilhão de quilômetros percorridos (European Union, 2003); no mesmo ano, nos Estados Unidos, o trânsito de veículos terrestres produziu 42.116 vítimas fatais (NHTSA, 2002a), contra 562 da aviação em geral, incluindo as vítimas dos atentados de 11 de setembro (National Transportation Safety Board, 2004). Essa sensação que os motoristas têm de possuir controle da situação, na verdade corresponde exatamente ao contrário da realidade. Exemplificando, é possível exercer um controle muito maior sobre a segurança de 300 pessoas se deslocando dentro de um avião ou de um trem, situações em que o número de condutores sujeitos a erros é pequeno, do que sobre essas mesmas 300 pessoas em uma auto-estrada, cada qual dirigindo o seu automóvel, situação em que existiriam 300 condutores passíveis de erros devidos a causas diversas (psicossensoriais, meteorológicas, de manutenção, entre outras).

Contribui para agravar essa falsa sensação de segurança o tipo de relação que o homem desenvolveu com o automóvel, uma relação mais governada pela emoção do que pela razão, na qual a máquina deixou de ser um mero meio de transporte para se tornar um meio de afirmação pessoal, demonstração ou simulação de *status* social, válvula de escape para frustrações e até mesmo uma verdadeira “muleta de personalidade”, por permitir a liberação – com a simples pressão de um pedal – de uma potência infinitamente acima da capacidade de qualquer ser humano.

Outro fator de influência na negligência dos motoristas em relação aos acidentes é a percepção predominantemente linear que a mente humana tem de determinados fenômenos físicos. Em consequência, não se consegue perceber automaticamente que uma variação linear de velocidade produz uma variação quadrática na energia cinética do veículo, ou seja, o motorista comum não possui o conceito de que, se a velocidade do seu veículo for multiplicada por 2, a energia cinética do mesmo será multiplicada por 4 e, grosso modo, serão também multiplicados por 4 o espaço necessário para frenagem, a severidade de um eventual impacto e a probabilidade

de ocorrerem vítimas. Finalmente, pode-se dizer que influi também na passividade das pessoas em relação à matéria o fato de que mortes no “varejo”, como as que ocorrem nas ruas e estradas, comovem muito menos do que mortes no “atacado”, como ocorre, por exemplo, na queda de um avião.

As atitudes citadas acima têm impacto considerável na (in)segurança do trânsito, pois estima-se que a falha humana está presente em cerca de 85% dos acidentes (Lonerio *et al.*, 1995). Este dado indica a necessidade de um longo e árduo trabalho social, psicológico, educacional, policial e jurídico para que o ser humano deixe de ser o principal causador dos acidentes, o que nos dá a certeza de que por várias décadas ainda conviveremos com um grande número de fatalidades no trânsito.

Diante da quase impossibilidade de se impedir que as pessoas continuem criando situações potencialmente geradoras de acidentes, surge a engenharia de segurança veicular, cujo papel é desenvolver sistemas e dispositivos que ajudem a evitar a consumação do acidente (segurança ativa) e que, caso o mesmo se consuma, minimizem as suas conseqüências (segurança passiva). Exemplos de segurança ativa são o desenvolvimento de sistemas mais eficientes para controle de estabilidade, esterçamento e frenagem do veículo, sistemas de iluminação e advertência, entre outros. No campo da segurança passiva pode-se citar o desenvolvimento dos cintos de segurança, *air bags*, encostos de cabeça, acabamento interior não rígido, vidros de segurança, dispositivos de trava e abertura das portas, dispositivos para transporte de crianças, capacidade de absorção de energia através da deformação controlada da estrutura do veículo, entre outros progressos.

Em seus primórdios, a engenharia de segurança veicular preocupava-se predominantemente em desenvolver dispositivos que protegessem os ocupantes do próprio veículo, sem se preocupar com os demais usuários das ruas e estradas. Mas na vida real o espaço das vias é disputado por pedestres, ciclistas, motociclistas, automóveis de vários tamanhos, utilitários, ônibus e caminhões de até 40.000 kg, e a interação (impacto) entre esses participantes do trânsito pode ser extremamente desfavorável para somente uma das partes. Surge então um problema de compatibilidade. Não basta mais somente garantir a segurança dos ocupantes do veículo, mas também procurar soluções que minimizem a gravidade de atropelamentos, choques de

automóveis, caminhões e ônibus contra bicicletas e motocicletas, choques de caminhões e ônibus contra automóveis, em suma, trata-se de limitar a agressividade dos veículos maiores em relação aos menores e aos pedestres.

A compatibilidade de um veículo, que pode ser definida como a sua capacidade de proteger tanto os seus ocupantes quanto os demais usuários da via, é função da massa, rigidez e geometria do mesmo (Anderson *et al.*, 2003). Por suas próprias características de massa, rigidez e geometria, os caminhões se afiguram como os veículos menos compatíveis com os demais participantes do trânsito. Atendo-se à problemática da colisão caminhão versus automóvel, a incompatibilidade entre esses dois tipos de veículos pode resultar, para impactos acima de determinada velocidade, em: 1) o caminhão “passar por cima” do automóvel no caso de colisões frontais ou do caminhão atingindo a traseira ou a lateral do automóvel (*override*, em inglês americano, ou *overrun* em inglês britânico) ou 2) o automóvel penetrar sob a carroceria do caminhão, no caso de colisões daquele contra a traseira ou a lateral deste (*underride*, em inglês americano, ou *underrun* em inglês britânico), dando origem ao chamado “efeito guilhotina”. Em ambos os casos, as consequências para os ocupantes do automóvel são catastróficas. O primeiro caso, especialmente em relação a colisões frontais, é de difícil solução em virtude da grande quantidade de energia envolvida no impacto. Já o segundo caso aparenta ter solução bem menos complexa, motivo pelo qual causa estranheza a negligência com que historicamente tem sido tratado o problema. E é neste segundo caso, mais especificamente na busca de soluções para minimizar o efeito de colisões de automóveis contra a traseira de caminhões, que está centrado o presente trabalho.

1.1 O efeito guilhotina

Quando um veículo menor colide contra a traseira de um caminhão que não possua um pára-choque adequadamente projetado e construído, a estrutura resistente ou a carroceria do segundo é atingida por estruturas de baixa resistência do primeiro, como o capuz do motor, os pilares A e o teto, regiões incapazes de suportar o impacto (Figura 1.1). Em consequência, o veículo menor pode penetrar sob o caminhão e sofrer intrusão de seu compartimento de passageiros mesmo em colisões a baixas velocidades (Danner e Langwieder, 1981). A carroceria

ou chassi do caminhão pode penetrar no compartimento de passageiros do veículo menor, produzindo lesões severas predominantemente na cabeça dos seus ocupantes, mas também no tórax e nas regiões cervicais, o que provoca uma alta taxa de mortalidade, como observado por Appleby *et al.* (1970) e Rechnitzer e Foong (1991) em estudos de acidentes reais. Frequentemente os passageiros do veículo menor são decapitados, resultado do terrível efeito guilhotina (Schmutzler, 1995). A Figura 1.2 mostra um exemplo dramático do efeito guilhotina.

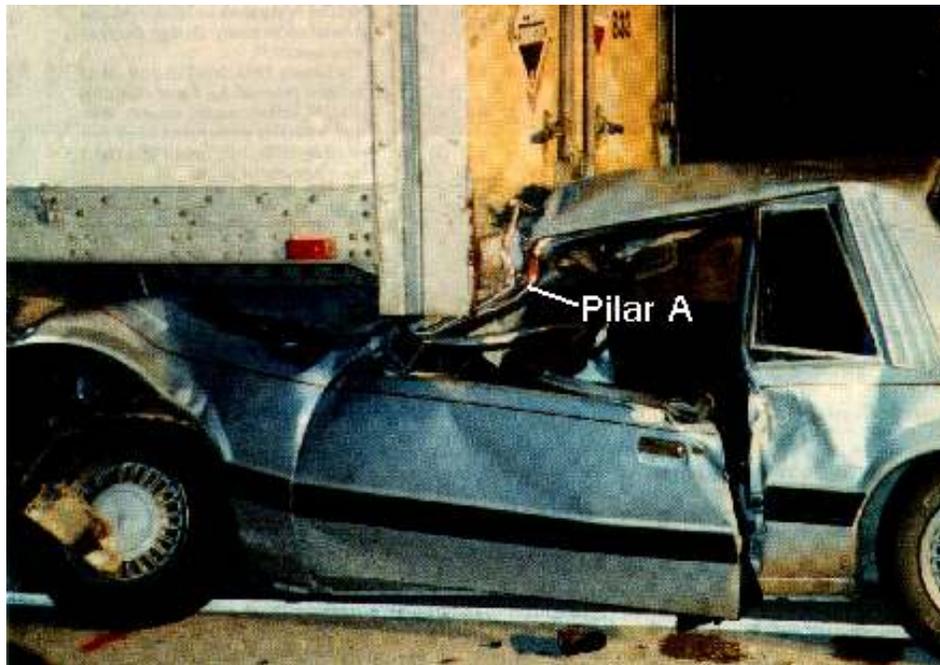


Figura 1.1: Exemplo clássico do efeito guilhotina: somente estruturas do automóvel que não apresentam resistência atingem o caminhão (Bloch e Wolfe, 1993).

Por veículo menor entenda-se, neste trabalho, automóveis, utilitários, caminhonetes e camionetas, que são os veículos passíveis de penetrar sob a carroceria de um caminhão. Embora não existam dados sobre o assunto no Brasil, um estudo realizado nos Estados Unidos (Blower e Campbell, 1999) apontou que, dos veículos que em 1997 penetraram sob as traseiras de caminhões em acidentes fatais, 72,6% eram automóveis, 14,3% eram caminhonetes, 11,8% eram utilitários e camionetas e 1,3% eram caminhões leves (peso bruto total igual a 4.540 kg).



Figura 1.2: Efeito guilhotina: a vítima é atingida na região da cabeça.

Conforme observado por Schmutzler (1997a), nas últimas décadas a área de segurança automotiva tem exibido um desenvolvimento notável, projetando veículos com alta capacidade de absorção de energia em caso de impacto, dotados de *air bags* e ABS, e a indústria automobilística tem melhorado continuamente seus produtos no que diz respeito a conforto, aerodinâmica, potência, aceleração, etc. Mas paradoxalmente muito pouca atenção tem sido dada à interação entre veículos leves e pesados, que compartilham as mesmas ruas e estradas. Este é o caso das traseiras de caminhões, que são armadilhas ocultas se não estiverem dotadas de pára-choques resistentes e corretamente posicionados. Em uma colisão de um veículo menor contra a traseira de um caminhão sem pára-choque adequado, os dispositivos de segurança passiva tornam-se totalmente inúteis. A Figura 1.3 mostra um exemplo de acidente real em que cinto de segurança e *air bag* não tiveram nenhum efeito, e o pára-choque do automóvel sequer foi tocado. E são essencialmente as mesmas empresas que fabricam automóveis, caminhões e ônibus, mas o fazem como se eles não estivessem destinados a trafegar nas mesmas vias, ou seja, como se não houvesse possibilidade de contato.

Contribui para o agravamento da situação o fato de que os pára-choques traseiros regulamentados pelas normas vigentes em todo o mundo são ineficazes em evitar que o veículo

mais leve penetre sob o veículo mais pesado, como será discutido no Capítulo 2. Em consequência, milhares de pessoas morrem desnecessariamente todos os anos, ano após ano, em todo o mundo, devido a colisões de veículos leves contra a traseira de veículos pesados não equipados com pára-choques confiáveis.



Figura 1.3: Exemplo da inutilidade dos modernos sistemas de segurança quando um automóvel colide contra a traseira de um caminhão.

Embora automóveis e caminhões compartilhem o mesmo espaço há um século, por muitas décadas o problema passou despercebido, provavelmente por conta da baixa densidade de tráfego, das menores velocidades desenvolvidas pelos veículos e pelo fato de, até meados do século passado, muitos automóveis, especialmente os de origem norte-americana, possuírem suas regiões frontais mais altas e mais longas do que atualmente (Figura 1.4), o que dificultava a ocorrência do efeito guilhotina. Mas a partir do momento em que, por motivos estéticos e aerodinâmicos, os automóveis passaram a ser mais baixos, o problema tornou-se grave, embora continuasse negligenciado. A primeira vez que a opinião pública mundial teve sua atenção despertada para o efeito guilhotina foi em 29 de junho de 1967, ocasião em que Jayne Mansfield, famosa atriz de Hollywood, foi decapitada quando o automóvel em que ela viajava como passageira colidiu contra a traseira de um caminhão (Figura 1.5). A trágica morte da atriz aparentemente levou a norte-americana Federal Highway Administration a propor, em 14 de

outubro de 1967, a elaboração de uma norma “especificando requisitos de desempenho de pára-choques traseiros para minimizar a probabilidade de injúria aos ocupantes de veículos colidindo com a traseira de caminhões, ônibus e trailers” (Federal Highway Administration, 1967). Foram necessários, porém, mais de 30 anos para que tal norma entrasse em vigor naquele país. No restante do mundo a situação não tem sido muito diferente, e a consequência dessa omissão reflete-se na quantidade de vítimas desse tipo de acidente.



Figura 1.4: Cadillac 1947. A altura e o comprimento da região frontal deste e de outros automóveis da época dificultavam a ocorrência do efeito guilhotina.



Figura 1.5: A atriz Jayne Mansfield foi vítima do efeito guilhotina em 29/06/1967.

1.2 Os números da tragédia

Sabe-se que milhares de pessoas morrem todos os anos, em todo o mundo, em colisões contra as traseiras dos caminhões, mas o número exato é desconhecido. A maioria dos países não contabiliza separadamente as mortes desse tipo de acidente, e mesmo os que o fazem, o fazem de maneira imperfeita, como será apresentado a seguir. No Brasil essa estatística simplesmente não existe. Diante deste fato, tentar-se-á estimar o número de vítimas brasileiras do efeito guilhotina com base nos dados internacionais disponíveis.

1.2.1 Estados Unidos

Nos Estados Unidos todos os acidentes de trânsito que resultam em óbito até 30 dias após o evento são contabilizados em um censo federal chamado FARS (Fatal Accident Reporting System), que tem como fonte de dados os registros policiais. A Tabela 1.1 apresenta as médias anuais para alguns itens relevantes, calculadas para o período de 1998 a 2002 com dados obtidos no FARS.

Tabela 1.1: Estatísticas de acidentes de trânsito nos Estados Unidos no período de 1998 a 2002 (NHTSA, 2004a, 2002a, 2001a, 2000a e 1999a).

Média anual	Tipo de acidente	Todos	Caminhão x veículos menores
Acidentes	Todos	6.329.400	271.400
	Com vítimas fatais	37.589	2.815
Mortes	Total	42.035*	4.320
	Ocupantes de caminhão	729	255
	Ocupantes de outros veículos	35.527	4.065
Taxa de fatalidade (mortes/1000 acidentes)		6,6	15,9

* inclui pedestres e ciclistas.

Os demais acidentes que não resultam em óbitos são coletados por amostragem pelo GES-NASS (General Estimates System - National Automotive Sampling System), do NCSA-NHTSA (National Center for Statistics and Analysis - National Highway Traffic Safety Administration). Esse sistema inclui registros policiais, dados de reconstrução do acidente, medições e fotografias dos veículos, registros médicos e entrevistas com sobreviventes.

Os dados apresentados na Tabela 1.1 evidenciam a letalidade dos choques de veículos menores contra caminhões. Esses choques apresentaram uma taxa de fatalidade 2,4 vezes acima da média geral. Essa maior letalidade está concentrada nos ocupantes do veículo menor, pois dos 4.320 óbitos anuais citados na Tabela 1.1, 5,9% (255) foram de ocupantes dos caminhões e 94,1% (4.065) de ocupantes dos demais veículos.

A óbvia incompatibilidade geométrica entre a maioria dos caminhões e os veículos menores permite supor que uma parcela considerável dessas 4.065 vítimas anuais morreu em função do efeito guilhotina. Entretanto, uma consulta à base de dados do FARS (NHTSA, 2004c) para mortes ocasionadas por intrusão sob caminhões no mesmo período (1998-2002) aponta para uma média anual de apenas 247 fatalidades em 205 acidentes, incluídos aí os casos de colisões contra a traseira, as laterais e a frente dos caminhões. Segundo esses dados, ocorreria intrusão sob o veículo maior em apenas 7,3% dos acidentes fatais envolvendo caminhões. Porém, estudos realizados na década de 70 do século XX já apontavam para a ocorrência desse efeito em 75-90% dos acidentes fatais envolvendo caminhões (Minahan e O'Day, 1977), o que sugere uma grande subnotificação desses casos no FARS. Essa suposição foi confirmada por Braver *et al.* (1997) que compararam, para o período 1988-1993, o número de acidentes fatais em que houve intrusão sob o caminhão registrado pelo FARS e pelo GES-NASS. Segundo esse estudo, para uma amostra de 275 acidentes fatais envolvendo caminhões contidos em ambas as bases de dados, o FARS registrou a ocorrência de intrusão sob o caminhão em 7% deles, enquanto que o NASS possibilitou a identificação do fenômeno em 50% dos casos. Em um outro estudo, os mesmos pesquisadores (Braver *et al.*, 1998) analisaram fotografias de uma amostra de 107 acidentes fatais envolvendo automóveis e caminhões ocorridos em 1993 e constataram que em 63% dos casos houve intrusão do veículo menor sob o maior, enquanto que o FARS registrava, para a mesma amostra, a ocorrência desse evento em somente 6% dos casos. Blower e Campbell (1999)

também constataram subnotificação da ocorrência de intrusão sob caminhões no FARS. Com base nos resultados obtidos, Braver *et al.* (1997) estimaram que a média anual de acidentes fatais com intrusão sob caminhões no período 1988-1993 estaria, num intervalo de confiança de 95%, entre 735 e 1.482 (média de 1.108), e não seria de apenas 136 como indicado pelo FARS. Dentro dessa estimativa, entre 137 e 360 (média de 248) seriam referentes a colisões contra a traseira dos caminhões. A estimativa apresentada por aqueles pesquisadores aparenta ser conservadora, pois aponta para a ocorrência de intrusão sob o veículo maior em 24 a 49% dos acidentes fatais envolvendo caminhões (tomando-se como base o período 1988-1993), enquanto que os próprios autores do trabalho citado encontraram proporções de 50 e 63% nas amostras estudadas.

Braver *et al.* (1997) não contabilizaram em seu estudo o número de vítimas, mas somente o número de acidentes. Considerando-se então que a média anual de mortes de ocupantes dos veículos menores em acidentes envolvendo caminhões no período 1988-1993 foi de 3.914 (NHTSA, 2004a), que o número de acidentes fatais envolvendo um caminhão e um veículo menor no mesmo período foi de 3.033 (Braver *et al.*, 1997), o que resulta em 1,29 fatalidades por acidente, e admitindo-se este valor como constante, independentemente de qual parte do caminhão foi atingida, teríamos de 177 a 465 (média de 320) mortes anuais nas traseiras dos caminhões no período considerado. Observando-se ainda que entre os períodos de 1988-1993 e 1998-2002 houve um aumento de 4% na média anual de ocupantes de veículos menores mortos em acidentes envolvendo caminhões (de 3.914 para 4.065), pode-se estimar um índice anual de 184 a 484 (média de 333) mortes por intrusão de veículos menores sob as traseiras dos caminhões no período mais recente, o que resultaria em 4,4 a 11,5 vítimas para cada mil mortos no trânsito (média de 7,9). Essa estimativa está bem próxima dos números obtidos por Blower e Campbell (2002) para os anos de 1997-1998, que apontaram 900 ocupantes de veículos menores mortos em impactos contra traseiras de caminhões, sendo que 211 fatalidades ocorreram sem intrusão sob o caminhão e em 124 casos não foi possível determinar se houve ou não intrusão, o que resulta, para o período considerado, em 282,5 a 344,5 fatalidades/ano (o limite inferior considera que em nenhum dos 124 casos indeterminados houve intrusão, e o superior que em todos houve intrusão sob o veículo maior).

1.2.2 Europa

Segundo estimativa do European Enhanced Vehicle-Safety Committee (*apud* Langwieder *et al.*, 2001), em 1997 morreram cerca de 320 pessoas em colisões contra a traseira de caminhões nos 15 países membros da União Européia, 1.760 ficaram gravemente feridas e 7.000 sofreram ferimentos leves. Considerando-se que tem havido queda constante no número de vítimas do trânsito na União Européia (em 1990 foram registrados 1.293.500 acidentes com vítimas, das quais 53.413 foram a óbito, enquanto que em 2001 foram registrados 1.279.400 acidentes com vítimas que resultaram em 39.849 óbitos (EU, 2003)), ao contrário do que acontece nos Estados Unidos, onde os números absolutos de acidentes e de fatalidades têm se mantido aproximadamente constantes, torna-se conveniente uma atualização da estimativa de 1997 para o ano mais recente em que existiam dados suficientes disponíveis no momento da elaboração do presente trabalho, que era o de 2001. Entre 1997 e 2001 o total de fatalidades nos países membros da União Européia reduziu-se de 43.312 para 39.849 (8%) (EU, 2003). Não existem dados sobre o número de mortos em acidentes envolvendo caminhões em todos os membros da União, mas Anderson *et al.* (2003) compilaram tais dados para seis dos países membros (Alemanha, Espanha, França, Holanda, Reino Unido e Suécia), responsáveis em 2001 por 25.673 vítimas fatais (64% do total). Segundo essa compilação, as mortes em acidentes envolvendo caminhões reduziram-se de 3.809 em 1997 para 3.594 em 2001, representando uma queda de 5,6%, menor portanto que a queda global. No mesmo período, o total de fatalidades nos seis países considerados no estudo citado reduziu-se de 27.900 para 25.673, representando uma queda de exatamente 8%, a mesma observada quando se consideram todos os países membros, o que sugere que a queda de 5,6% nas fatalidades em acidentes envolvendo caminhões pode ser extrapolada para toda a União Européia. Aplicando-se então esta queda à estimativa do EEVC, obtém-se a cifra de 302 fatalidades nas traseiras de caminhões em toda a União Européia no ano de 2001, ou 7,6 vítimas em cada mil mortos no trânsito, valor bem próximo da média obtida para os Estados Unidos.

1.2.3 Austrália

Haworth e Symmons (2003) investigaram os acidentes com vítimas fatais envolvendo intrusão sob as traseiras dos caminhões registrados nos arquivos do estado australiano de Victoria, no período de 1996 a 2000, e extrapolaram o valor obtido para toda a Austrália, chegando a um índice de 11,2 acidentes fatais por ano. Aqueles pesquisadores citaram também

que, segundo o Australian Transport Safety Bureau Fatality File (2003) ocorreram em 1996 naquele país 245 acidentes fatais envolvendo caminhões, os quais provocaram 294 mortes, num índice de 1,2 fatalidades por acidente. Esses dados levam à estimativa de cerca de 13,44 mortes por ano devidas à intrusão sob as traseiras dos caminhões. Considerando-se que no período estudado (1996-2000) houve uma média anual de 1.815 fatalidades no trânsito australiano (ATSB, 2003), obtém-se um índice de 7,4 vítimas de intrusão sob as traseiras dos caminhões para cada mil mortos no trânsito australiano, valor também muito semelhante aos obtidos para Estados Unidos e Europa.

1.2.4 Japão

Relatório do Institute for Traffic Accident Research and Data Analysis (2004) registra apenas 184 mortes nas traseiras de caminhões entre 1992 e 1999, numa média anual de 23 vítimas, enquanto que no ano 2000 o total de vítimas fatais em acidentes envolvendo caminhões alcançou a cifra de 1.201 fatalidades, para um total de 9.066 mortes no trânsito em geral (Akiyama, 2003). Embora referentes a anos diferentes, os dados apresentados acima apontariam para um índice de cerca de 2,5 vítimas das traseiras de caminhões para cada mil mortos no trânsito japonês, valor muito inferior aos obtidos para Estados Unidos, Europa e Austrália (7,9; 7,6 e 7,4 respectivamente). Como se desconhece referência a qualquer particularidade do trânsito japonês que poderia resultar em menor probabilidade de ocorrência de intrusão de veículos menores sob as traseiras de caminhões, sendo inclusive a regulamentação japonesa de pára-choques traseiros muito semelhante à europeia, e considerando-se que a proporção entre caminhões e veículos menores existentes no Japão é maior do que a observada nos Estados Unidos (Tabela 1.2), é muito provável que exista uma enorme subnotificação desse tipo de acidente naquele país asiático.

1.2.5 Brasil

Infelizmente as estatísticas sobre acidentes de trânsito no Brasil são muito menos detalhadas do que nos países citados até aqui, de forma que dados sobre intrusão sob as traseiras de caminhões simplesmente não existem. Mesmo as estatísticas existentes são de confiabilidade

discutível. A Tabela 1.3 apresenta os números de mortos em acidentes de trânsito, segundo o DENATRAN (2002), e em acidentes de transporte em geral, segundo o Departamento de Informática do Sistema Único de Saúde (2004). Os dados do DENATRAN são coletados nos Boletins de Registro de Acidentes de Trânsito da Polícia Militar (BO's) (DENATRAN, 2004b), e desta forma só incluem as vítimas que morrem no local do acidente ou no máximo ao dar entrada no hospital. Já os dados do DATASUS são oriundos das Declarações de Óbito dos cartórios, podendo abranger também os que morrem vários dias após o acidente em virtude de complicações médicas, além das vítimas de acidentes em outras modalidades de transporte.

Tabela 1.2: Número de caminhões e veículos menores em circulação nos Estados Unidos (Bureau of Transportation Statistics, 2004) e no Japão (Statistics Bureau, 2004) no ano de 2001, e no Brasil em março de 2004 (DENATRAN, 2004a).

País	Caminhões	Veículos menores	Caminhões + veíc. menores	% de caminhões	veículos menores/caminhão
EUA	8.857.674	221.821.103	230.678.777	3,4%	28,2
Japão	2.554.000	47.746.00	50.300.000	5,1%	18,7
Brasil	1.847.463	28.332.927	30.180.390	6,1%	15,3

Tabela 1.3: Estatísticas oficiais de mortos em acidentes de trânsito e de transporte no Brasil.

Ano	1998	1999	2000	2001
Mortos no trânsito (DENATRAN, 2002)	20.020	20.178	20.049	20.039
Mortos em transporte (DATASUS, 2004)	30.994	30.118	29.640	31.005

Embora os dados do DATASUS incluam vítimas de outros acidentes de transporte que não os de veículos automotores, este fato não justifica a diferença entre esses dados e os do DENATRAN (que aponta cerca de dez mil vítimas anuais a menos). Nos Estados Unidos, por exemplo, segundo dados da Organização Mundial de Saúde (WHO, 2003), entre 1995 e 1999 o número de vítimas fatais no trânsito correspondeu a 92% do total de vítimas fatais dos acidentes de transporte em geral. Considerando-se o predomínio existente no Brasil do transporte rodoviário sobre as demais modalidades, é razoável supor-se que mais de 90% das mortes

apontadas pelo DATASUS referem-se a acidentes de trânsito, o que indicaria serem os números do DENATRAN consideravelmente inferiores à realidade. Segundo Panitz (2004), pesquisas realizadas em Porto Alegre - RS apontaram que somente cerca de um terço das mortes no trânsito ocorreriam no local do acidente. Aplicando-se essa proporção aos dados do DENATRAN, obter-se-iam cerca de 60 mil vítimas fatais por ano, o que sugere que mesmo os números do DATASUS podem estar bem abaixo da realidade. De fato, Santos (1999), analisando os atestados de óbito das vítimas fatais de uma amostra de acidentes envolvendo veículos pesados ocorridos em 1998 na BR-153 no município de São José do Rio Preto - SP, constatou que em nenhum dos casos constava o acidente de trânsito como a causa básica da morte, mesmo das vítimas que faleceram no próprio local. Por conta de fatos como esses, o presidente da Associação Brasileira de Medicina do Trânsito (ABRAMET), Fábio Racy, afirmou trabalhar sempre com o dobro dos números oficiais (Siqueira, 2000). Seria razoável, portanto, supor que o número real de vítimas fatais do trânsito do Brasil estaria entre 30 e 60 mil. É interessante notar que a suposição acima está coerente com a estimativa do GEIPOT – Grupo de Estudos para Integração da Política de Transportes (1987), que há mais de duas décadas apontava para 40 a 50 mil mortes no trânsito brasileiro.

Em virtude da já citada inexistência de dados estatísticos a respeito da intrusão de veículos menores sob as traseiras de caminhões no Brasil, a única forma de se estimar os números desse tipo de acidente é utilizando-se de estimativas obtidas para outros países, com as devidas correções para diferenças na proporção entre a frota de caminhões e de veículos menores. Tomando-se como base os Estados Unidos, observa-se que, proporcionalmente, a frota brasileira de caminhões tem quase o dobro do tamanho da americana (Tabela 1.2). Considerando-se estritamente o número de veículos em circulação, pode-se calcular, por análise combinatória, que a probabilidade de um acidente envolver um caminhão e um veículo menor é de 7,4% nos Estados Unidos e de 11,5% no Brasil, ou seja, é 1,55 vezes maior em nosso país. Supondo-se que este índice se aplique integralmente ao número de mortos em acidentes envolvendo caminhões no Brasil, teríamos então uma estimativa média anual de 12,2 mortos por intrusão sob as traseiras dos caminhões por mil mortos no trânsito brasileiro. Em relação às traseiras dos caminhões, pode-se suspeitar inclusive que este índice seria maior, considerando-se certas particularidades do trânsito brasileiro, tais como: falta de visibilidade traseira (caminhões sem faixas refletivas ou

com faixas falsificadas, com luzes traseiras queimadas ou cobertas de barro); excesso de peso, o que resulta, em algumas vias, em velocidades incompatíveis com o fluxo; desrespeito sistemático à obrigação de trafegar pela faixa da direita; mudança abrupta de faixa sem a devida sinalização, etc. Embora não existam pesquisas comprovando estatisticamente que os fatores citados acima ocorram mais freqüentemente no Brasil do que nos Estados Unidos, qualquer pessoa que já tivesse trafegado nas estradas dos dois países poderia atestar a veracidade desta afirmação.

Pelo exposto, pode-se admitir que a proporção de mortos por intrusão sob as traseiras de caminhões no Brasil é superior à americana, corrigida para o tamanho da frota. Seria, portanto, factível supor que a média brasileira poderia estar entre a média estimada americana e o seu respectivo limite superior para 95% de confiança, ambos devidamente corrigidos, ou seja, algo entre 12,2 e 17,8 vítimas para cada mil mortos no trânsito. Considerando-se, então, que o total de vítimas fatais no trânsito brasileiro está entre 30 e 60 mil, teríamos entre 366 e 1.068 mortes anuais por intrusão sob as traseiras de caminhões no Brasil.

Diante desses números, é importante ressaltar que este não é um trabalho de estatística, e que a determinação do número de vítimas das traseiras dos caminhões não está entre os objetivos do mesmo. O que se pretende é apenas obter uma estimativa da *ordem de grandeza* desses números. Sendo assim, o que se pode afirmar é que no Brasil morrem todos os dias de uma a três pessoas colidindo contra as traseiras dos caminhões.

1.2.6 Mundo

Os dados apresentados até aqui apontaram para uma média anual entre 7,3 e 7,9 vítimas das traseiras dos caminhões para cada mil vítimas do trânsito nos países desenvolvidos e altamente motorizados. Já para o Brasil obteve-se uma estimativa de 12,2 a 17,8 vítimas por mil. Extrapolando-se estas estimativas para todo o globo onde, segundo a Organização Mundial de Saúde morrem cerca de 1,26 milhões de pessoas por ano em acidentes de trânsito (Peden *et al.*, 2002) e utilizando-se a estimativa do Brasil para os demais países menos motorizados, teríamos um total global de 15 a 21 mil mortes anuais nas traseiras de caminhões.

Além dos mortos, produz-se também uma legião quase incalculável de mutilados ou com seqüelas graves. Feridos com Nancy Winkelman, que teve a mandíbula e a língua arrancadas pela extremidade da carroceria de um caminhão em 1989 nos Estados Unidos (Figura 1.6), e já passou por mais de 30 cirurgias reconstrutivas (Underride Network, 2004). Baseando-se nos dados do European Enhanced Vehicle-Safety Committee, *apud* Langwieder *et al.* (2001) (vide Subsecção 1.2.2), segundo os quais em 1997 morreram cerca de 320 pessoas colidindo contra a traseira de caminhões nos 15 países membros da União Européia, 1.760 ficaram gravemente feridas e 7.000 sofreram ferimentos leves, pode-se calcular que as colisões contra as traseiras de caminhões teriam resultado em aproximadamente 5,5 feridos graves e cerca de 22 feridos leves para cada óbito. Aplicando-se essas proporções à estimativa de 15 a 21 mil óbitos anuais, pode-se estimar em 83 a 116 mil o número anual de feridos graves e em 330 a 462 mil o de feridos leves nesse tipo de acidente em todo o mundo.



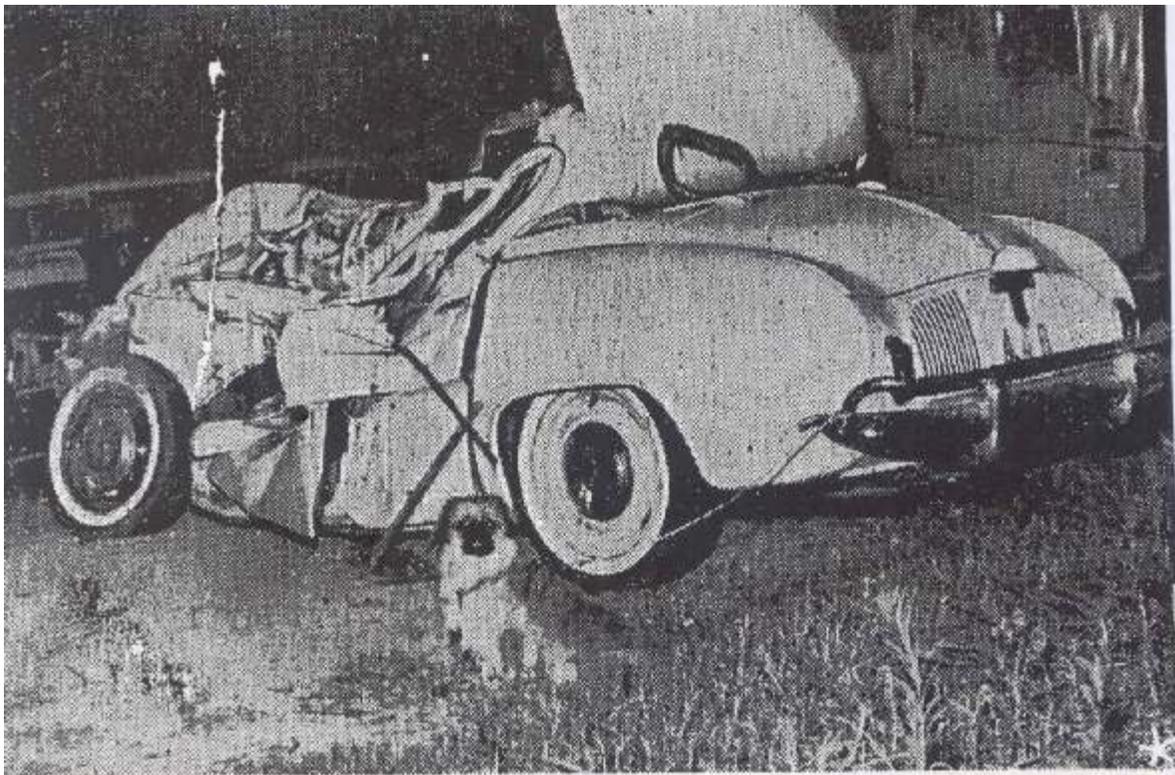
Figura 1.6: O efeito guilhotina deixou seqüelas graves em Nancy Winkelman, que teve a mandíbula e a língua arrancadas.

A tomada de consciência a respeito desses números, especialmente em relação ao Brasil, serviu como motivação principal para a criação do chamado Projeto Impacto.

1.3 O Projeto Impacto

A semente que deu origem ao chamado Projeto Impacto foi plantada na consciência do então estudante de engenharia Luís Otto Faber Schmutzler no ano de 1961, quando o mesmo

deparou-se com uma notícia de jornal sobre o que parecia ser somente mais um acidente de trânsito (Figura 1.7). A notícia apresentava a foto de um Renault Dauphine que tivera sua capota arrancada ao chocar-se contra a traseira de um caminhão, e destacava o fato de o casal que ocupava o veículo ter tido morte instantânea, enquanto que um pequeno cão que também viajava no veículo saíra ileso. Onde o repórter enxergara mera curiosidade, o estudante Luís Otto enxergou o óbvio, mas que até hoje muita gente não vê: o casal morrera não pela intensidade do impacto, mas sim porque o automóvel penetrara livremente sob a carroceria do caminhão, e se este estivesse equipado com um pára-choque de resistência adequada, o casal poderia ter saído tão ileso quanto o cão.



Único sobrevivente

Apenas um cãozinho pequinês sobreviveu ao desastre, ocorrido ontem à noite, na altura do quilometro 26 da rodovia Raposo Tavares, quando um automóvel Dauphine chocou com a traseira de um caminhão, ficando totalmente destruído. O carro era dirigido pelo engenheiro Fausto Lerner (37 anos, solteiro, av. Higienópolis, 938, apto. 156) que

viajava com a dona do pequinês, professora Nereide Banzzi Lopes Viudes (27 anos, solteira, rua Maranhão, 1.263, em Catanduva). Ambos tiveram morte instantânea. O motorista Valmor Bogo que conduzia o caminhão, carregado de revistas, declarou que sentiu o impacto do auto na traseira do seu veículo. Ao perceber o acidente parou. Na tentativa de prestar os primeiros socorros às

vítimas, encontrou somente o cãozinho no banco de trás do Dauphine. Depois de retirado, ficou amarrado às ferragens do carro destruído. Até que todas as providências de praxe da polícia terminassem, o animal ali permaneceu quieto e assustado, como se conhecesse a extensão da tragédia, da qual escapara ileso. ★

Figura 1.7: Reprodução de notícia publicada no jornal Folha de S. Paulo em 1961.

A partir daquele momento o estudante e posteriormente engenheiro Luís Otto passou a enviar esporadicamente correspondências a publicações especializadas em automóveis denunciando o problema, mas suas advertências nunca surtiam efeito. Até que, passados 35 anos, já aposentado e dedicando-se integralmente à questão, ele entrou em contato com o orientador deste trabalho, Prof. Dr. Antonio Celso Fonseca de Arruda, da Faculdade de Engenharia Mecânica da UNICAMP, o qual se sensibilizou pelo problema e convidou o Autor para trabalhar no assunto.

A partir de então, sob a ação catalisadora da AEA (Associação Brasileira de Engenharia Automotiva), nucleou-se na UNICAMP uma força-tarefa, a qual veio a ser denominada de Projeto Impacto, envolvendo a própria universidade, a General Motors do Brasil e a Mercedes-Benz do Brasil, com o objetivo primário de salvar milhares de vidas perdidas anualmente em colisões de automóveis contra a traseira de caminhões. Para se alcançar este objetivo faz-se necessário primeiramente equipar os caminhões com pára-choques traseiros eficientes e confiáveis. Em busca desse objetivo, o Projeto Impacto propôs-se a (Arruda e Schmutzler, 1997):

- Denunciar a ineficiência dos pára-choques construídos de acordo com as normas vigentes;
- Projetar, construir e testar pára-choques traseiros para caminhões e apresentar soluções às autoridades governamentais.

Simultaneamente propôs-se a chamar a atenção da sociedade para a armadilha mortal oculta na traseira dos veículos pesados, por meio das seguintes atividades:

- Apresentações em congressos internacionais e brasileiros sobre segurança automotiva;
- Publicações em jornais e revistas nacionais;
- Entrevistas em rádio e televisão;
- Criação e manutenção de um canal de informação e comunicação com a sociedade na forma de um *site* na Internet, no endereço <http://www.fem.unicamp.br/~impact>;
- Apresentação de denúncias à Procuradoria Geral de Defesa do Cidadão sobre a falta de pára-choques traseiros nos caminhões e nos ônibus, a precariedade da visibilidade

traseira dos caminhões e a falta de estatísticas oficiais confiáveis, que identifiquem o tipo de acidente e cubram todo o território nacional;

- Envio de um projeto detalhado ao Congresso Nacional, na tentativa de criar outra frente de luta;
- Envio de um projeto técnico ao DENATRAN (Departamento Nacional de Trânsito);
- Participação em comissão da ABNT (Associação Brasileira de Normas Técnicas) para elaborar uma norma brasileira sobre pára-choques traseiros de caminhões;
- Política de “portas abertas” à colaboração técnica e jurídica, com os projetos sendo colocados em domínio público, não havendo qualquer intenção de patentes, em benefício de toda a comunidade brasileira e internacional.

1.4 Objetivos deste trabalho

O presente trabalho foi concebido no âmbito do Projeto Impacto, mais especificamente em sua vertente técnica, e seus objetivos globais confundem-se com os objetivos daquele Projeto. Em termos específicos, este trabalho se propôs a:

1. Atestar a ineficiência dos pára-choques construídos de acordo com a Resolução CONTRAN 805/95 e a regulamentação europeia ECE R58;
2. Estabelecer os parâmetros mínimos necessários para que um pára-choque traseiro de caminhão possa ser considerado confiável (idealmente, capaz de impedir a penetração sob o caminhão de um automóvel *médio* colidindo a 50 km/h);
3. Projetar, construir e testar um pára-choque de acordo com os parâmetros estabelecidos;
4. Sensibilizar as autoridades competentes para efetuar revisão na legislação vigente e fornecer subsídios para a elaboração de normas adequadas para o projeto e a instalação de pára-choques traseiros de caminhões.

Capítulo 2

Pára-choques: Regulamentações Vigentes

Em virtude da diferença de altura existente entre as estruturas resistentes dos caminhões e dos veículos menores, torna-se necessária a montagem, nos caminhões, de um dispositivo denominado pára-choque traseiro, capaz de impedir a intrusão dos veículos menores sob suas carrocerias e chassis. A opção de reforçar-se as estruturas dos veículos menores que são atingidas nesse tipo de impacto como, por exemplo, os pilares A, não é uma solução razoável, entre outros motivos por diminuir a visibilidade do motorista destes veículos, embora tal solução já tenha sido sugerida (Appleby *et al.*, 1970)!

Em vários países já existe alguma regulamentação especificando os requisitos técnicos mínimos que devem ser obedecidos no projeto e construção de pára-choques traseiros de caminhões. A maior parte dos países onde a matéria é regulamentada aplica a *Regulation* No. 58 do “Acordo Referente à Adoção de Condições Uniformes e Reconhecimento Recíproco da Homologação de Equipamentos e Peças de Veículos Automotores” da Comissão Econômica para a Europa das Nações Unidas (E/ECE/324-E/ECE/TRANS/505 Regulation 58: Uniform provisions concerning the approval of: I. Rear underrun protective devices (RUPDs), II. Vehicles with regard to the installation of a RUPD of an approved type and III. Vehicles with regard to their rear underrun protection (RUP), de 1983, revisada em 1989), a qual estabelece os requisitos de proteção traseira para veículos de carga (European Commission for Europe, 1989), ou uma norma similar. A ECE *Regulation* No. 58 é adotada em praticamente todos os países da Europa, e desde 01/09/2002 também no Japão (ECE, 2005). No Brasil, o decreto-lei 62.127 de 16 de janeiro

de 1968, em seu artigo 92^o da Seção II, parágrafo I, alínea a, estabeleceu que pára-choques dianteiros e traseiros são equipamentos obrigatórios dos veículos automotores e ônibus elétricos. No caso dos pára-choques traseiros de caminhões, essa exigência só foi regulamentada em 24 de outubro de 1995 pela Resolução No. 805/95 do Conselho Nacional de Trânsito (CONTRAN, 1995), a qual foi baseada na ECE R58. Além do Brasil, África do Sul (Standards South Africa, 2003) e Singapura (Land Transport Authority, 2005) também se basearam na citada regulamentação europeia para elaborar as suas próprias. Recentemente (01/07/2004) entrou em vigor no Brasil uma nova regulamentação – Resolução No. 152/03, de 29 de outubro de 2003 (CONTRAN, 2003) – diferente da europeia, e válida somente para os caminhões licenciados a partir daquela data, permanecendo a grande maioria da frota brasileira ainda sujeita à Resolução No. 805/95.

Nos Estados Unidos a matéria é regulada desde 1998 pelas normas FMVSS No. 223 - Rear Impact Guards (NHTSA, 1998a) e No. 224 - Rear Impact Protection (NHTSA, 1998b). Já Israel aplica a regulamentação norte-americana aos caminhões fabricados nos países integrantes da NAFTA (North American Free Trade Agreement) e a europeia aos demais (Ministry of Transport, 2005). No Canadá entrou em vigor em 23 de setembro de 2005 a Canada Motor Vehicle Safety Standard 223 (CMVSS 223 - Rear Impact Guards), de 23 de setembro de 2004, baseada na regulamentação norte-americana, mas um pouco mais rigorosa (Transport Canada, 2004). E na Austrália a matéria é tratada dentro da regulamentação geral de segurança ADR 42/04 - General Safety Requirements (Department of Transport and Regional Services, 2004), e seus requisitos técnicos diferem de todas as demais. A seguir, as regulamentações citadas serão descritas em detalhes.

2.1 ECE *Regulation* No. 58 e Resolução CONTRAN No. 805/95

A origem da regulamentação ECE R58 remonta ao ano de 1970, quando a Comunidade Econômica Europeia aprovou a Diretiva 70/221/EEC, de 20 de março de 1970, relativa à aproximação das legislações dos Estados-Membros no que diz respeito aos reservatórios de combustível líquido e aos dispositivos de proteção traseira dos veículos a motor e seus reboques. Essa diretiva previa a instalação, em caminhões, de pára-choques traseiros com altura máxima de

700 mm em relação ao solo com o veículo sem carga, com recuo longitudinal em direção à frente do veículo de até 600 mm, recuo lateral de até 100 mm de cada lado e com uma resistência à flexão pelo menos equivalente à de uma viga de aço cuja seção transversal tivesse um módulo de resistência à flexão $W = 20 \text{ cm}^3$ (European Economic Community, 1970). Em 18 de abril de 1979 a Diretiva 79/490/EEC alterou a 70/221/EEC, reduzindo para 550 mm a altura máxima do pára-choque em relação ao solo com o veículo sem carga, estipulando uma altura mínima de 100 mm para a seção transversal da viga principal, estabelecendo forças mínimas a serem suportadas pelo pára-choque montado no caminhão, a serem verificadas em um ensaio estático, e limitando a 400 mm o recuo longitudinal do mesmo em relação à extremidade traseira da carroceria, durante e após a aplicação das forças estabelecidas (EEC, 1979). Segundo Rechnitzer e Foong (1991), essa diretiva teria sido baseada em uma proposta de norma sueca, porém as forças previstas no teste estático teriam sido reduzidas à metade, em virtude de existirem caminhões incapazes de suportar o ensaio sem reforço no chassi. Em 1983 a United Nations European Commission for Europe publicou da ECE *Regulation* No. 58, adotando as prescrições técnicas da Diretiva 79/490/EEC relativas ao pára-choque traseiro com uma única diferença técnica: passou a permitir que o teste estático também pudesse ser realizado com o pára-choque montado em um elemento do chassi do veículo, em vez de montado no próprio veículo. Uma revisão da ECE R58 realizada em 1989 passou a permitir também que o ensaio estático fosse realizado com o pára-choque montado em uma fixação rígida ou até mesmo que fosse substituído por uma simulação numérica computacional (ECE, 1989). Enquanto a Diretiva 79/490/EEC era válida somente nos países membros da Comunidade Européia, a regulamentação ECE R58 foi sendo paulatinamente adotada por praticamente todos os países da Europa e até por alguns de fora daquele continente, como o Japão.

No Brasil, embora os pára-choques traseiros de caminhões fossem obrigatórios desde 1968, somente em 1995 o CONTRAN regulamentou essa exigência através da Resolução No. 805/95 (CONTRAN, 1995), que estabeleceu os requisitos técnicos mínimos do pára-choque traseiro dos veículos de carga com peso bruto total (PBT) superior a 3.500 kg, e que foi quase integralmente baseada na regulamentação ECE R58. Em seus requisitos técnicos, a Resolução N^o 805/95 estabelece, em seu artigo 6^o, parágrafo II, que a “distância da travessa do pára-choque até a extremidade traseira do veículo não deve exceder a 400 mm”, enquanto que o parágrafo IV do

mesmo artigo prescreve uma “altura máxima de 550 mm da borda inferior da travessa do pára-choque, medida com relação ao solo, estando o veículo com seu peso em ordem de marcha e num plano de apoio horizontal”. Essas prescrições são repetidas no item 6 (Requisitos Específicos) do Anexo à Resolução. As cargas estáticas a serem suportadas pelo pára-choque e seus respectivos pontos de aplicação são definidos no item 7 (Método de Ensaio) do referido Anexo. Em 7.5 (Procedimento) prescreve-se: “7.5.1. Aplicar sucessivamente aos pontos P1 e ao ponto P3, uma força horizontal igual a 12,5% (doze vírgula cinco por cento) do peso total máximo indicado do veículo, porém não excedendo a 25.000 N (vinte e cinco mil Newtons)...”; “7.5.2. Aplicar sucessivamente aos pontos P2, uma força horizontal igual a 50% (cinquenta por cento) do peso total máximo indicado do veículo, porém não excedendo a 100.000 N...” Para localização dos pontos P1, P2 e P3, ver Figura 2.1. A Figura 2.2 mostra um pára-choque construído de acordo com a Resolução No. 805/95.

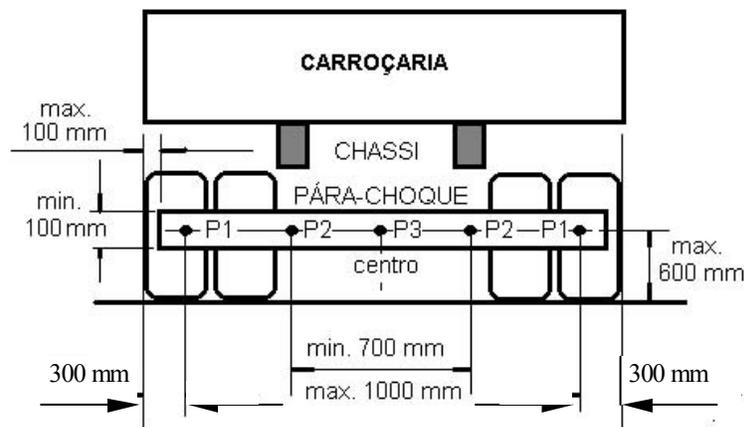


Figura 2.1: Definição dos pontos de aplicação das cargas P1, P2 e P3 de acordo com as regulamentações CONTRAN No. 805/95 e ECE R58.

A principal diferença técnica entre a Resolução No. 805/95 e a ECE *Regulation* No. 58 está no fato de a regulamentação europeia estabelecer como 400 mm a distância máxima entre o pára-choque e a extremidade traseira da carroceria *após* a realização do ensaio estático, ou seja, com o dispositivo deformado, enquanto que a regulamentação brasileira permite que o pára-choque seja montado a 400 mm da extremidade traseira do caminhão *antes* do ensaio estático, o que significa que, uma vez deformado, o dispositivo poderá estar ainda mais distante da traseira do caminhão.

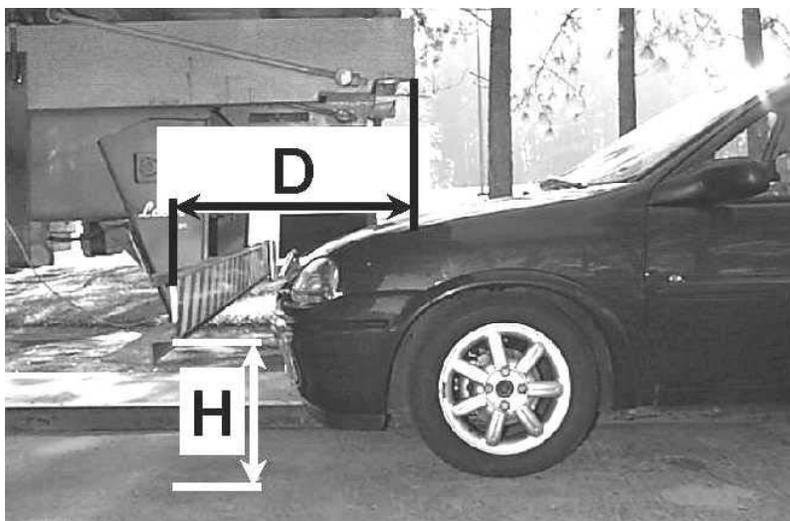


Figura 2.2: Pára-choque construído de acordo com a Resolução CONTRAN No. 805/95 (H = 550 mm, D = 400 mm).

A nova regulamentação brasileira, em vigor desde 1º. de julho de 2004, (Resolução CONTRAN No. 152/03, que “Estabelece os requisitos técnicos de fabricação e instalação de pára-choque traseiro para veículos de carga”) (CONTRAN, 2003) surgiu como consequência das atividades do Projeto Impacto, e por isso será tratada no Capítulo 9 (Discussão). Ademais, a mesma é válida somente para os veículos licenciados a partir da data de sua entrada em vigor. Segundo dados do Registro Nacional de Acidentes e Estatísticas de Trânsito (2008), em junho de 2004 existiam licenciados no Brasil 2.423.527 caminhões, reboques e semi-reboques, contra 3.011.096 em junho de 2008. Considerando-se a baixa taxa de renovação de frota existente no Brasil, após quatro anos de vigência da nova Resolução a maior parte dos caminhões, reboques e semi-reboques em circulação no país ainda está sujeita à Resolução No. 805/95.

2.2 O caso norte-americano

A primeira regulamentação norte-americana sobre pára-choques traseiros de caminhões data de 1953, quando foi editada a United States Federal Motor Carrier Safety Regulation 393.86 (49 CFR 393.86). Essa regulamentação requeria que caminhões, reboques e semi-reboques fossem equipados com um pára-choque traseiro cuja altura em relação ao solo poderia ser de até 762 mm (30 polegadas) com o veículo vazio, o seu recuo em relação à extremidade traseira da carroceria poderia chegar a 610 mm (24 polegadas) e o recuo lateral poderia ser de até 457 mm

(18 polegadas) de cada lado. Além disso, requeria que o pára-choque fosse “substancialmente construído e firmemente fixado”, sem prever qualquer tipo de ensaio de validação (Bloch, 1997). A Figura 2.3 mostra um típico pára-choque construído de acordo com essa regulamentação.



Figura 2.3: Exemplo de um típico pára-choque construído de acordo com a regulamentação norte-americana 49 CFR 393.86, conhecido como pára-choque ICC.

Em 1967 a Federal Highway Administration (FHWA) propôs a elaboração de uma norma que especificasse requisitos de desempenho para a aprovação de pára-choques (Federal Highway Administration, 1967). Dois anos mais tarde, após receber numerosos comentários provenientes de consulta pública, a FHWA apresentou uma proposta de norma que estabelecia a necessidade de o pára-choque suportar forças estáticas de 334 kN (75.000 lbf), aplicadas individualmente, no sentido do movimento do veículo, em três pontos diferentes da travessa principal, sendo que a distância entre o pára-choque e a extremidade traseira da carroceria não poderia ser superior a 381 mm (15 polegadas) após a aplicação das forças. Essa proposta também reduzia a altura máxima do pára-choque em relação ao solo para 457 mm (18 polegadas) (FHWA, 1969). Em 1970 a FHWA, alegando que a proposta de 1967 traria dificuldades econômicas e operacionais ao ramo do transporte de cargas, apresentou uma outra proposta que reduzia as forças de ensaio para 223 kN (50.000 lbf) e aumentava a altura mínima do pára-choque para 610 mm (24 polegadas) (National Highway Safety Bureau, 1970). Essa norma acabou arquivada, segundo Bloch (1993),

por causa de uma conversa ocorrida em abril de 1971 entre o então presidente dos Estados Unidos, Richard Nixon, e o então presidente da Ford Motors Company, Lee Iacocca, em que este último queixou-se da elevação de custos que as normas de segurança estariam acarretando à indústria automobilística. A razão oficial para o arquivamento, segundo citação de Bloch (1993), foi que “os benefícios em segurança alcançáveis em termos de vidas salvas e ferimentos evitados não seria comensurável com o custo de implementação dos requerimentos propostos”, custos estes avaliados em \$125 a \$175 por veículo, enquanto que o custo de cada morte causada pela ausência de conspicuidade e de pára-choques nas traseiras dos caminhões fora estimado (!!!) em \$200.000.

Em 1977 o IIHS publicou um estudo, baseado em *crash tests*, que propunha a introdução de pára-choques mais seguros (Zaremba *et al.*, 1977), o que levou a NHTSA a reabrir o processo de normatização da matéria. Em 1981 foi publicada uma nova proposta que diminuía a altura admissível em relação ao solo para 559 mm (22 polegadas) e reduzia as forças do teste estático para 100 kN (22.480 lbf) na direção das longarinas do chassi e para 50 kN (11.240 lbf) no centro e próximo às extremidades do pára-choque (Underridenetwork, 2004). O assunto permaneceu esquecido por mais onze anos até que em 1992 a NHTSA publicou sua última proposta, em termos técnicos essencialmente idêntica à anterior, mas agora dividida em duas normas: uma para o equipamento (pára-choque) e outra para o veículo, requerendo a instalação do equipamento somente em reboques e semi-reboques, excluindo os caminhões. A agência justificou essa exclusão com o argumento de que nos Estados Unidos “apenas” 27% das vítimas do efeito guilhotina perdem a vida na traseira de caminhões, e que assim a proposta “resultaria em uma regulamentação melhor em termos da relação custo/benefício” (NHTSA, 1996). Essa proposta transformou-se finalmente nas normas FMVSS Nos. 223 e 224, aprovadas em 1996 e que entraram em vigor em 26 de janeiro de 1998 (NHTSA, 1998a-b).

Em seus requisitos técnicos, a regulamentação FMVSS No. 223 - Rear Impact Guards (NHTSA, 1998a) exige que a altura da seção transversal da travessa principal do pára-choque tenha no mínimo 100 mm e especifica um procedimento de ensaio estático segundo o qual o dispositivo tem que suportar forças de 50 kN nos pontos P1 e P2 e de 100 kN nos pontos P3, sem se deformar mais do que 125 mm e absorvendo no mínimo 5.650 J na posição P3. Para

localização dos pontos de aplicação de carga, que diferem das regulamentações européia e brasileira, vide Figura 2.4. A norma estabelece ainda que o teste estático pode ser realizado com o pára-choque montado tanto em uma fixação rígida quanto no próprio veículo. A norma FMVSS No. 224 - Rear Impact Protection (NHTSA, 1998b) estabelece a posição em que o pára-choque deve ser montado na traseira do reboque ou do semi-reboque: altura em relação ao solo de até 560 mm, recuo em relação à extremidade traseira da carroceria de no máximo 305 mm e recuo de até 100 mm de cada lado em relação à largura do veículo (Figura 2.5).

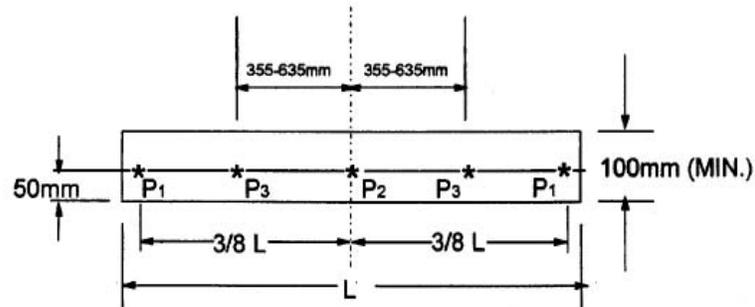


Figura 2.4: Vista traseira da travessa principal do pára-choque com os pontos de aplicação das forças no teste estático segundo a norma FMVSS No. 223 (NHTSA, 1998a).

2.3 A nova norma canadense

Em 23 de setembro de 2004 foi aprovada no Canadá a Motor Vehicle Safety Regulations - Standard 223 (CMVSS 223), que exige a presença de pára-choques traseiros somente nos reboques fabricados a partir de 23 de setembro de 2005, data de sua entrada em vigor. Porém, até 1º de setembro de 2007 o seu emprego permaneceu facultativo, podendo os fabricantes de reboques optar por seguir as normas norte-americanas FMVSS 223 e 224 (Transport Canada, 2004). Em seus requisitos geométricos, a norma canadense é idêntica à norte-americana FMVSS 224, ou seja, altura em relação ao solo de até 560 mm com o veículo vazio, recuo em relação à extremidade traseira da carroceria de no máximo 305 mm e recuo lateral de até 100 mm de cada lado.

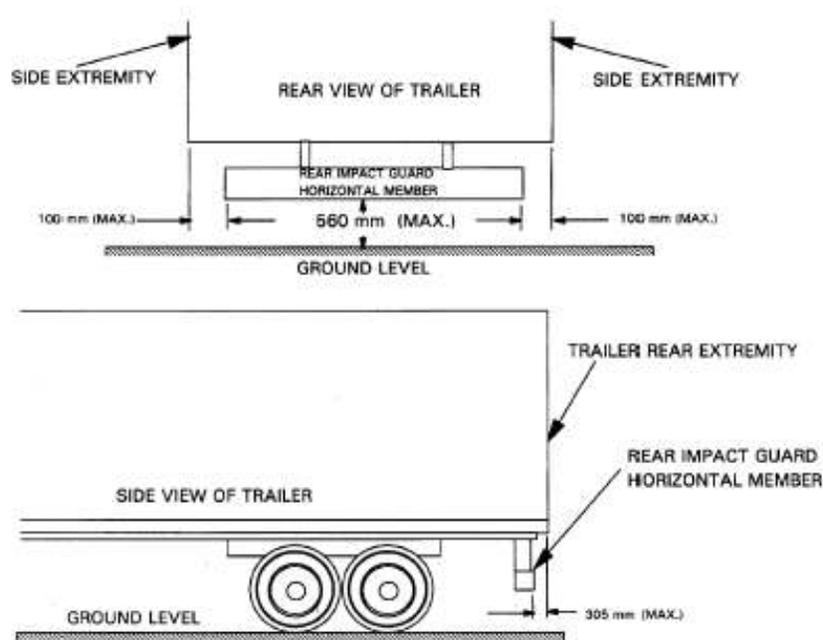


Figura 2.5: Posição do pára-choque segundo a norma FMVSS No. 224 (NHTSA, 1998b).

Em relação à resistência estática, a norma canadense é semelhante à norte-americana FMVSS 223 no que diz respeito à posição dos pontos de aplicação das forças (Figura 2.4), ao valor das forças aplicadas nos pontos P1 e P2 (50 kN) e à deflexão admissível (125 mm). Mas, diferentemente da norma norte-americana, a canadense estabelece que o pára-choque deve resistir a uma força de 350 kN distribuída uniformemente em toda a travessa principal, absorvendo 20 kJ na deformação plástica e não defletindo mais do que 125 mm. Caso o pára-choque seja simétrico em relação a um plano longitudinal vertical que passe pelo centro da travessa principal, pode-se aplicar uma força de 175 kN distribuída em metade da travessa, ou concentrada no ponto P3 da Figura 2.4, e a absorção de energia deverá ser de 10 kJ. Caso não seja alcançada a absorção de energia prescrita, o pára-choque deverá suportar uma força de 700 kN distribuída em toda a travessa principal, ou de 350 kN distribuída em metade da travessa ou aplicada no ponto P3. O esquema de aplicação de forças requerido pela CMVSS 223 é apresentado na Tabela 2.1. Em todos os casos, a altura do pára-choque em relação ao solo *depois* do teste estático não pode exceder a 560 mm (Figura 2.6).

Tabela 2.1: Resistência estática requerida pela regulamentação CMVSS 223 de acordo com o local de aplicação da força e a capacidade de absorção de energia do pára-choque.

Ponto de aplicação	P1	P2	À escolha do fabricante		
			Distribuída em toda a travessa principal	Distribuída em metade da travessa principal	P3
Força (kN)	50	50	350 (absorção \geq 20 kJ)	175 (absorção \geq 10 kJ)	175
			700 (absorção $<$ 20 kJ)	350 (absorção $<$ 10 kJ)	350

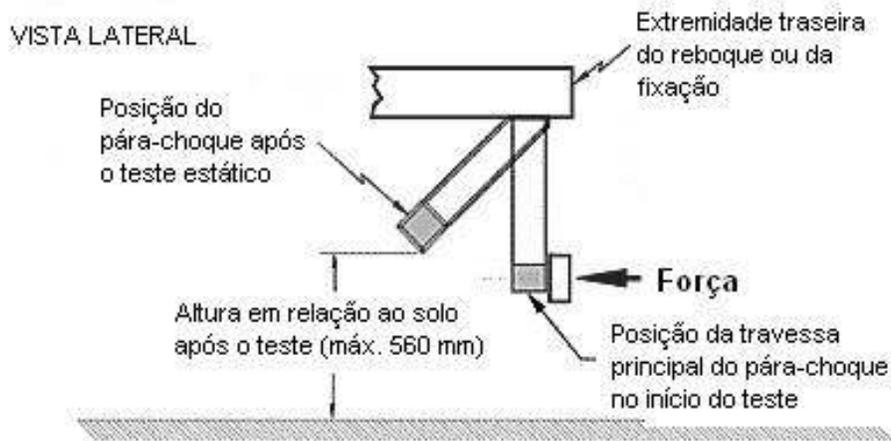


Figura 2.6: De acordo com a CMVSS 223, a altura do pára-choque em relação ao solo deve ser medida depois de realizado o teste estático (Transport Canada, 2004).

2.4 Austrália

A regulamentação ADR (Australian Design Rule) 42/04 - General Safety Requirements (DTRS, 2004) estabelece os requisitos para 21 dispositivos de segurança de veículos automotores, entre eles o pára-choque traseiro de semi-reboques. Essa norma permite que o pára-choque seja montado a 600 mm de altura em relação ao solo, com uma distância longitudinal de 600 mm em relação à extremidade traseira da carroceria e com recuo lateral de até 300 mm de cada lado da carroceria. A norma cita ainda que a travessa principal do pára-choque deve apresentar resistência mecânica equivalente à de um tubo de aço com diâmetro externo igual a 100 mm e espessura de parede de 8 mm, e que os suportes da travessa devem ter a mesma

resistência, sem especificar qualquer método de ensaio ou mesmo os limites de resistência ou de escoamento do aço de que seria feito o tubo.

2.5 Comparação entre as regulamentações vigentes e críticas às mesmas

A Tabela 2.2 a seguir apresenta uma comparação entre as regulamentações citadas no que diz respeito aos principais parâmetros geométricos e de resistência dos pára-choques. Alguns parâmetros geométricos são comuns a todas as regulamentações, como a altura de 100 mm para a secção transversal da travessa principal. A definição dos pontos de aplicação de carga para o teste estático difere ligeiramente entre as normas europeia e brasileira e as normas da América do Norte, sendo que os pontos P2 e P3 estão invertidos entre esses dois grupos.

Os dados e as estimativas de fatalidades apresentados no Capítulo 1 sugerem fortemente que os requisitos técnicos exigidos pelas regulamentações citadas nos itens 2.2 a 2.5 não são suficientes para evitar a intrusão dos veículos menores sob as carrocerias dos veículos de carga. De fato, essas regulamentações têm sido objetos de numerosas críticas. Há mais de duas décadas, Beermann (1984) já criticava o fato de a regulamentação europeia permitir que o pára-choque do caminhão fosse montado a uma altura superior à do pára-choque dianteiro de praticamente todos os automóveis existentes na época. Beermann apontava também que os pára-choques construídos de acordo com aquela regulamentação resultavam com extremidades muito flexíveis, e sugeria, baseado em resultados de *crash tests*, que as forças estáticas a serem suportadas pelos mesmos deveriam ser $P1 = P3 = 100 \text{ kN}$ e $P2 = 150 \text{ kN}$. Rechnitzer e Foong (1991) criticaram a baixíssima resistência estática requerida pela regulamentação ECE R58 para veículos de carga com Peso Bruto Total máximo (PBT) inferior a 20.000 kg. De acordo com a norma citada, um caminhão com PBT igual a 3.500 kg poderia ter um pára-choque que resistisse somente a 4,4 kN nos pontos P1 e P3 e somente 17,5 kN no ponto P2. Esses pesquisadores recomendaram que, para veículos com PBT de até 10.000 kg, a resistência estática do pára-choque deveria ser de 100 kN nos três pontos P1, P2 e P3, enquanto que para veículos com PBT acima de 10.000 kg a força na direção das longarinas do chassi (P2) deveria ser elevada para 150 kN. Além disso, a altura do pára-choque em relação ao solo não deveria exceder a 500 mm (Rechnitzer *et al.*, 1993).

Tabela 2.2: Requisitos técnicos estabelecidos pelas regulamentações vigentes (para definição de D e H, ver Figura 2.2, e para posição dos pontos P1, P2 e P3 ver Figuras 2.1 e 2.4).

Regulamentação	CONTRAN 805/95 e ECE R58 (Brasil /Europa/Japão)		FMVSS 223/224 (EUA)	CMVSS 223 (Canadá)	ADR 42/04 (Austrália)			
Aplicabilidade	Veículos de carga c/ PBT \geq 3.500 kg		Reboques e semi-reboques c/ PBT \geq 4.536 kg	Reboques e semi-reboques c/ PBT \geq 4.536 kg	Semi-reboques			
Altura máxima em relação ao solo H	550 mm		560 mm	560 mm (após a aplicação das forças)	600 mm			
Recoo longitudinal máximo D	400 mm (No caso da ECE R58 essa dimensão é medida após a aplicação das forças)		305 mm	305 mm	600 mm			
Recoo lateral máximo	100 mm		100 mm	100 mm	300 mm			
Resistência estática	P1	12,5% de PBT p/ 3,5 t < PBT < 20 t 25 kN p/ PBT > 20 t	50 kN		50 kN	Equivalente a um tubo de aço com diâmetro externo de 100 mm e 8 mm de parede		
	P2/ P3	P2	50% de PBT p/ 3,5 t < PBT < 20 t 100 kN p/ PBT > 20 t	P3	100 kN		P3	Vide Tabela 2.1
		P3	12,5% de PBT p/ 3,5 t < PBT < 20 t 25 kN p/ PBT > 20 t	P2	50 kN		P2	50 kN
Absorção de energia	-		5,65 kJ	20 kJ ou 10 kJ	-			

PBT = Peso bruto total máximo do caminhão (toneladas).

As críticas e sugestões feitas pelos pesquisadores citados valiam também para as regulamentações norte-americanas FMVSS 223 e 224, quando as mesmas ainda eram propostas de norma, e para a regulamentação australiana ADR 42. Mais tarde, Rechnitzer *et al.* (2001) reformularam suas recomendações, elevando as forças P2 e P3 para 200 kN, diminuindo a altura admissível em relação ao solo para 400 mm e recomendando uma absorção de energia mínima de 50 kJ.

Langwieder *et al.* (2001) criticaram a altura em relação ao solo e a resistência estática especificadas pela regulamentação europeia, e sugeriram que a primeira não deveria ser maior do que 400 mm, enquanto que a segunda deveria ser duas vezes maior que o exigido. Berg *et al.* (2003) sugeriram que as forças P1 e P3 fossem elevadas para 25% do PBT, com um máximo de 50 kN, que o valor máximo da força P2 fosse elevado para 200 kN e que a altura do pára-choque em relação ao solo fosse reduzida para 450 mm no caso de caminhões com suspensão a ar, permanecendo 550 mm para os demais caminhões. Knight (2005) sugeriu que a altura do pára-choque deveria ficar entre 350 e 450 mm, a altura da seção transversal da travessa principal deveria ser de 200 mm e a rigidez do dispositivo deveria ser equivalente a 500 kN/m para cada suporte vertical.

Sendo a Resolução CONTRAN No. 805/95 quase idêntica à europeia ECE R58, as críticas a esta são válidas também para a regulamentação brasileira. Porém, no caso brasileiro há um agravante. A forma como a mesma foi implementada e é fiscalizada tornou o seu efeito praticamente nulo. Segundo o Aviso de Serviço No. 002/96 da 6^a. Superintendência do Departamento de Polícia Rodoviária Federal, para fins de execução e fiel cumprimento da Resolução CONTRAN No. 805/95 é critério básico para a fiscalização: “2.4. Para avaliar a rigidez da fixação do pára-choque ao chassi, tentar movimentá-lo manualmente. Caso ceda pela aplicação de um esforço manual normal, o pára-choque deverá ser rejeitado...” (Figura 2.7).

A regulamentação norte-americana FMVSS 223/224 foi criticada por Bloch e Schmutzler (1998) por ser aplicável apenas a reboques e semi-reboques, excluindo sua aplicação aos caminhões, que continuaram sujeitos à antiga 49 CFR 393.86 de 1953, cujo pára-choque é qualificado pelos autores citados como “alto demais, estreito demais e fraco demais” (Figura 2.3). A organização norte-americana Citizens for Reliable and Safe Highways (CRASH, 1996) criticou a FMVSS 223/224 por excluir, além de todos os caminhões, também os reboques e semi-reboques fabricados antes de sua entrada em vigor e por permitir um pára-choque muito alto, argumentando que a altura máxima deveria ser de 16 polegadas (406,4 mm), e atacou a NHTSA por admitir que essa regulamentação resultaria em apenas 4 a 14 mortes a menos por ano. Schmutzler (2005) criticou com veemência praticamente todos os pontos da regulamentação norte-americana: excessiva altura do pára-choque em relação ao solo, excessivo recuo

longitudinal do mesmo em relação à extremidade traseira da carroceria, resistência estática insuficiente, deformação de 125 mm e absorção de energia de apenas 5.650 J facilitando a intrusão do veículo menor sob o maior, ensaio estático em bancada mascarando a tendência de a carroceria ser levantada num impacto e isenção dos caminhões.

00700123310193 SECRETARIA DE PLANEJAMENTO DE AÇÕES NACIONAIS DE SEGURANÇA PÚBLICA
137 F01 R.G. 21 786 10:58
DEPARTAMENTO DE POLÍCIA RODoviÁRIA FEDERAL
6ª SUPERINTENDÊNCIA - SÃO PAULO/SP

AVISO DE SERVIÇO Nº 002/96

Para fins de execução e fiel cumprimento, divulgamos as instruções referentes à Resolução do CONTRAN nº 805/95, que estabelece requisitos de segurança para o pára-choque traseiro dos veículos de carga.

1. Requisitos Gerais de Segurança:

APLICAÇÃO: veículos de carga com Peso Bruto Total (PBT) superior a 3.500Kg (três mil e quinhentos quilogramas);

PENALIDADE: RCNT artigo 181/XXX/b: Grupo 3 e retenção do veículo para regularização;

INÍCIO DA FISCALIZAÇÃO: 01/06/96.

2. Critérios Básicos para a Fiscalização:

2.1. No caso de veículos ano 96, na impossibilidade de identificar a data de fabricação, verificar a data de emissão do Certificado de Registro e Licenciamento (CRLV); por exemplo: veículo 96, com CRLV emitido em 02/06/96, considerar como fabricado após 01/06/96. (Anexo I)

2.2. Em caso de dúvida sobre o valor do Peso Bruto Total, verificar na plaqueta indicativa, geralmente localizada no interior da cabine do veículo.

2.3. Para medição das dimensões e distâncias diversas, utilizar fita métrica, régua, etc. (Anexo II).

2.4. Para avaliar a rigidez da fixação do pára-choque ao chassi, tentar movimentá-lo manualmente. Caso ceda pela aplicação de um esforço manual normal, o pára-choque deverá ser rejeitado (exceto na situação especial prevista no item 3.4 - pára-choque basculante).

Figura 2.7: Reprodução de Aviso de Serviço da Polícia Rodoviária Federal para fins de execução e fiel cumprimento da Resolução CONTRAN no. 805/95.

Já Tomassoni (1998), analisando os resultados de oito *crash tests* realizados pela NHTSA com pára-choques construídos de acordo com a FMVSS 223/224, apontou que: a) não é apropriado requerer-se que os pára-choques sejam testados em bancada, e não montados nos reboques, pois o chassi destes mostrou, nos testes, ser a parte mais frágil do conjunto; b) a exigência de absorção de energia muito provavelmente impediria a construção de pára-choques mais resistentes; c) a resistência estática especificada só impediria a intrusão dos veículos

menores nos casos de colisão centrada, em ângulo reto e a menos de 48 km/h, sendo que existiriam dados que mostrariam que 67% das colisões contra a traseira de caminhões ocorreriam a velocidades maiores, e uma parcela considerável ocorreria fora de centro.

Boucher e Davis (2002) realizaram *crash tests* com um pára-choque construído de acordo com a regulamentação norte-americana e os resultados indicaram a necessidade de se abaixar e reforçar o dispositivo, de forma a se garantir a não ocorrência de intrusão no compartimento de passageiros nos veículos menores. Os pesquisadores citados criticaram o método de ensaio estático previsto pela regulamentação norte-americana e apresentaram uma lista de recomendações para a elaboração da nova norma canadense, as quais foram todas acatadas. Embora os resultados dos testes apresentados por eles tivessem demonstrado que o pára-choque deveria ser montado a no máximo 480 mm de altura em relação ao solo, eles surpreendentemente recomendaram que a altura de 560 mm fosse mantida. Atahan (2003) propôs modificações no pára-choque testado por Boucher e Davis (2002) (reforço da estrutura e redução da altura em relação ao solo para 400 mm) e, através de simulação computacional, demonstrou que com essas modificações o pára-choque teria sido bem sucedido nos casos em que tinha havido intrusão no compartimento de passageiros.

As críticas às regulamentações vigentes apresentadas aqui podem ser divididas em dois tipos: as objeções à sua aplicabilidade (isentando determinados veículos) e aos seus requisitos técnicos. Neste segundo grupo, critica-se a geometria, a posição e a resistência do pára-choque, bem como o método de ensaio do mesmo. Nos Capítulos 4 e 5 deste trabalho esses parâmetros técnicos serão analisados em detalhes.

Capítulo 3

Estudos e Ensaio Prévios

Este capítulo apresenta uma revisão dos testes e propostas de pára-choques traseiros de veículos de carga publicados até o momento. O interesse pelo assunto foi despertado nos EUA em 1967 pela trágica morte da atriz Jayne Mansfield na traseira de um caminhão, o que resultou na intenção de se propor uma norma regulando a matéria. A Automobile Manufacturer's Association (AMA) realizou então, entre 1968 e 1969, conforme citado por Zaremba *et al.* (1977), uma série de *crash tests* em que Camaros V-8 colidiram contra as traseiras de caminhões equipados com pára-choques rígidos, montados a 406, 508 e 610 mm de altura em relação ao solo. Baseando-se nesses testes, a AMA submeteu uma proposta de norma que, entre outros parâmetros, estabelecia uma altura do pára-choque em relação ao solo de 610 mm. Porém, os resultados daqueles testes foram contestados, pois um trilho que fazia parte do sistema de guia do automóvel, localizado embaixo do mesmo, teria restringido o seu movimento durante o impacto. Por sua vez, o National Highway Safety Bureau (NHWSB), atual NHTSA, encomendou ao Cornell Aeronautical Laboratory (CAL) uma série de doze *crash tests*, seis deles utilizando uma barreira rígida elevada do solo, simulando um pára-choque, e seis utilizando pára-choques montados nas traseiras de reboques (DeLeys e Ryder, 1971). Dos seis testes realizados com reboques, em quatro deles empregou-se um pára-choque rígido, dimensionado para uma carga distribuída de 1.468 kN, e nos dois restantes utilizou-se um pára-choque absorvedor de energia, dimensionado para iniciar a deformação plástica com uma carga distribuída de 311 kN. Durante a realização dos testes a frente dos reboques permanecia encostada em uma barreira rígida. A Tabela 3.1 apresenta um resumo dos resultados obtidos no referido trabalho. Os seus autores

concluíram que a máxima altura admissível do pára-choque para se evitar intrusão no compartimento de passageiros de automóveis grandes colidindo a 64 km/h seria de 610 mm, enquanto que para automóveis pequenos essa altura seria grande demais, mesmo para impactos a 48 km/h. Concluíram ainda que um pára-choque a uma altura de 457 mm poderia proteger alguns automóveis pequenos em colisões a 64 km/h, mas não todos.

Tabela 3.1: Resultados dos *crash tests* realizados por DeLeys e Ryder (1971).

Pára-choque	Barreira rígida elevada do solo						Pára-choque montado em reboque					
							Rígido		Absorvedor de energia		Rígido	
Altura (mm)	457	610		457			457			610		
Colisão	Centrada						Centrada	<i>offset</i>		Centrada		
Veículo	Ford sedan		Ford sed*	VW sedan	Simca 1000	Lincoln	Ford sedan				VW sedan	
$m_{\text{veículo}}$ (kg)	1756	1719	1760	762	726	2336	1701	1742	1706	1569	762	753
V_{impacto} (km/h)	60,8	64,8	64,0	67,1	65,8	53,1	63,6	62,6	61,3	69,2	67,6	50,6
Aceleração máx. (G)	46	32	63	-	34	40	35	34	17	44	28	22
Intrusão sob a barreira (m)	0,91	1,12	1,30	0,97	1,30	0,66	1,04	0,61	0,84	1,09	2,02	1,32
$F_{\text{máxima horizontal}}$ (kN)	1100	1313	-	788	-	703	748	400	311	-	245	178
$F_{\text{máxima vertical}}$ (kN)	79	191	-	76	-	71	-	-	-	-	-	-
$F_{\text{média}}$ (kN)	303	281	249	137	98	424	309	234	196	-	60	55
Intrusão no compartimento de passageiros	Não				Sim	Não	Não				Sim	

* Ford sedan com a frente rebaixada em 50 mm para simular uma frenagem de emergência.

Alguns anos mais tarde o Insurance Institute for Highway Safety (IIHS) realizou um programa de testes com o objetivo de demonstrar a possibilidade de se melhorar o desempenho

dos pára-choques traseiros de veículos de carga sem aumentar significativamente a sua massa (Zaremba *et al.* 1977). Dentro desse programa foram realizados cinco *crash tests*, todos em impacto centrado, três deles com o pára-choque comercial líder do mercado na época (que obedecia à norma 49 CFR 393.86, como o da Figura 2.3) e dois com pára-choques especialmente projetados para resistirem às cargas distribuídas de 445 kN e 356 kN, respectivamente. Esses dois pára-choques foram construídos em liga de alumínio 6061-T6 para que suas massas fossem equivalentes à do pára-choque comercial utilizado nos testes, e apresentaram desempenhos satisfatórios. Os testes foram conduzidos com os pára-choques montados em semi-reboques acoplados aos respectivos cavalos, resultando numa massa total de cerca de 11.500 kg. Os freios do cavalo e do semi-reboque permaneceram acionados durante os impactos. Na Tabela 3.2 é apresentado um resumo dos resultados desses testes.

Tabela 3.2: Resultados dos *crash tests* realizados por Zaremba *et al.* (1977).

Pára-choque	Comercial	IIHS 1	Comercial	IIHS 2	Comercial ⁽¹⁾
Altura (mm)	711	533	711	533	711
Resistência estática (kN)	105 ⁽²⁾	445 ⁽³⁾	105 ⁽²⁾	356 ⁽³⁾	105 ⁽²⁾
Veículo	Ford Granada		Chevrolet Chevette		Volvo 242 DL
$m_{\text{veículo}}$ (kg)	1.673	1.695	1.134	1.149	1.535
V_{impacto} (km/h)	52,6	54,7	46,5	48,8	62,4
Intrusão sob o semi-reboque (m)	2,786	1,605	1,750	0,929	1,179
Intrusão no compartimento de passageiros	Sim	Não	Sim	Não	Não

⁽¹⁾ Montado em um semi-reboque sem balanço traseiro.

⁽²⁾ Valor obtido em Tomassoni e Bell (1980). Não especificado se carga concentrada ou distribuída.

⁽³⁾ Carga distribuída.

Ao mesmo tempo, na Austrália, conforme citação de Rechnitzer e Foong (1991), o New South Wales Traffic Accident Research Unit realizava uma série de *crash tests* com o objetivo de

determinar a velocidade necessária para causar alto nível de intrusão no compartimento de passageiros de automóveis. Os testes foram realizados com caminhões sem pára-choques traseiros e observou-se que um impacto a 15 km/h resultava em significativa redução no espaço para a cabeça do ocupante do veículo menor, enquanto que a 25 km/h as conseqüências poderiam ser fatais. O estudo concluiu que um simples pára-choque rígido poderia reduzir a severidade de todos os impactos.

Pouco tempo depois a NHTSA encomendou à Dinamic Science, Inc. um programa de testes com o objetivo de desenvolver procedimentos de ensaios estáticos e dinâmicos de pára-choques traseiros para veículos de carga (Baczynski *et al.* 1980). Dentro desse programa foram realizados 27 *crash tests*, nos quais empregou-se um automóvel como o veículo impactor em 18 casos, e cujos resultados estão sumarizados na Tabela 3.3. Os testes foram conduzidos com os pára-choques fixados em um reboque especialmente adaptado para tal fim, o qual, durante os impactos, tinha sua frente encostada em uma barreira rígida. Foram testados cinco tipos de pára-choques: um pára-choque comercial líder do mercado, construído de acordo com a regulamentação norte-americana em vigor na época (49 CFR 393.86, como o da Figura 2.3), um pára-choque comercial reforçado e três pára-choques especialmente projetados. Os resultados dos testes apontaram para a inutilidade dos pára-choques construídos de acordo com a 49 CFR 393.86 e para a eficiência limitada dos cintos de segurança da época, pois mesmo nos casos em que não houve intrusão no compartimento de passageiros do automóvel, o Head Injury Criteria (HIC) ficou, com uma exceção, acima do limite máximo permitido pela norma FMVSS 208 (NHTSA, 2004d), que é de 1.000. O relatório final do programa recomendou que a altura do pára-choque não deveria ser maior que 508 mm para impactos entre 48 e 64 km/h e 559 mm para impactos abaixo de 48 km/h, as distâncias entre as extremidades da travessa principal e as laterais do caminhão deveriam ser de no máximo 152 mm e o pára-choque deveria ser montado faceando a extremidade traseira da carroceria. Não foram feitas observações a respeito da resistência mecânica mínima necessária para impedir a intrusão do veículo menor sob o caminhão.

Conforme citação de Tomassoni e Bell (1980), na mesma época o Texas Transportation Institute (TTI) conduziu outro programa de testes por encomenda da NHTSA. A Tabela 3.4 apresenta os resultados obtidos nesses testes.

Tabela 3.3: Resultados dos *crash tests* realizados por Baczynski *et al.* (1980).

Veículo	Massa (kg)	Pára-choque	Altura (mm)	V_{impacto} (km/h)	Colisão	Intrusão sob o reboque (m)	$F_{\text{máx.}}$ (kN)	HIC ⁽²⁾ motorista	PCI ⁽³⁾	
Ford sedan	1.817	Comercial	673	64,7	Centrada	2,23	314	-	Sim	
	1.799			64,4	Offset	2,55	220	-		
VW Rabbit	1.131			48,3	Centrada	1,47	159	647		Sim
	1.125			64,4		2,46	169	1.226		
Chevrolet Impala	1.931			48,5		1,63	219	141	Não	
	1.911			64,7		2,90	267	389	Sim	
VW Rabbit	1.133			48,6	Offset	2,36	107	1.113		
Chevrolet Impala	1.934		48,3	2,54		148	174			
VW Rabbit	1.130		Comercial modificado	610	64,8	Centrada	1,63	311	2.218	Sim
Ford Fiesta	1.005			559	65,2		3,02	312	233	
VW Rabbit	1.115		A ⁽¹⁾	508	64,8		1,00	407	2.401	
Chevrolet Impala	1.911		B ⁽¹⁾	610	64,2		Offset	1,48	816	1.384
	1.918					2,31		420	435	
	1.896		C ⁽¹⁾	559	65,2	Centrada	1,35	854	1.499	Não
	1.934	62,4			Offset	1,39	536	1.380		
VW Rabbit	1.132	64,4	1,54	264		4.424	Sim			
Chevrolet Impala	1.886	C ⁽¹⁾	559	56,2	Centrada	1,16	719	1.117	Não	
	1.899			48,6	Offset	1,18	385	807		

⁽¹⁾ Pára-choques especialmente projetados para os testes, resistência crescente de A para C.

⁽²⁾ Head Injury Criteria.

⁽³⁾ Intrusão no compartimento de passageiros (Passenger Compartment Intrusion).

Tabela 3.4: Resultados dos *crash tests* realizados por Buth *et al.*, *apud* Tomassoni e Bell (1980).

Veículo	Massa (kg)	Pára-choque	Altura (mm)	V_{impacto} (km/h)	Colisão	Intrusão sob o reboque (m)	$F_{\text{máx.}}$ (kN)	HIC ⁽⁴⁾ motorista	PCI ⁽⁵⁾
VW Rabbit	1.021	TTI ⁽¹⁾	457	65,5	Centrada	0,88	292	-	Não
Ford LTD	2.041		447	64,8	<i>Offset</i>	2,83	222	-	Sim
Chevrolet Impala	1.855		452	54,2	Centrada	0,80	458	1.941	Não
			432	56,5	<i>Offset</i>	1,65	329	552	
VW Rabbit	1.043		470	58,3	Centrada	0,89	269	1.150	
Chevrolet Impala	1.855		QH ⁽²⁾	384	54,9	Centrada	1,20	331	333
		386		55,5	<i>Offset</i>	1,21	280	637	
	1.846	TTI ⁽¹⁾	432	56,2	Centrada	0,71	342	937	Não
	VW Rabbit	(3)	-	53,0		0,89	228	916	
Chevrolet Impala	1.842		-	56,5	<i>Offset</i>	1,16	271	501	
	1.855	TTI ⁽¹⁾	457	55,5	Centrada	0,88	409	1.921	

⁽¹⁾ Pára-choques projetados pelo Texas Transportation Institute.

⁽²⁾ Pára-choque hidráulico Quinton Hazell.

⁽³⁾ Carroceria sem balanço traseiro e sem pára-choque.

⁽⁴⁾ Head Injury Criteria.

⁽⁵⁾ Intrusão no compartimento de passageiros (Passenger Compartment Intrusion).

Esse programa compreendeu uma série de 12 *crash tests* que pretendiam reproduzir uma situação real, ou seja, de um automóvel colidindo contra a traseira de um caminhão parado e com os freios de estacionamento acionados. Oito testes foram realizados com pára-choques projetados pelo TTI, dois com o pára-choque hidráulico Quinton Hazell e dois com caminhões sem pára-choque e sem balanço traseiro, ou seja, com o eixo traseiro o mais próximo possível da extremidade traseira da carroceria. Observa-se que os valores de HIC foram menores do que os obtidos nos testes realizados pela Dinamic Science.

O pára-choque hidráulico testado pelo TTI, projeto e fabricação da empresa britânica Quinton Hazell Ltd., consistia de um pára-choque normal fixado ao chassi do caminhão por meio de articulações e acoplado a dois cilindros hidráulicos, um atrás de cada suporte vertical, formando “mãos francesas”. Em caso de colisão, os cilindros hidráulicos propiciariam uma deflexão controlada do conjunto e funcionariam como absorvedores de energia, diminuindo a severidade do impacto (Persicke e Baker, 1980). Além dos dois testes realizados pelo TTI, outros três testes, conduzidos a 27, 48 e 56 km/h, teriam demonstrado a vantagem desse pára-choque sobre os convencionais rígidos no que diz respeito ao nível de injúria que sofreriam os ocupantes do veículo menor. O fabricante apontava ainda como vantagem do seu produto o fato de o mesmo poder bascular para frente ou para trás conforme o veículo de carga encontrasse um obstáculo. Apesar dessas vantagens, o pára-choque hidráulico acabou desaparecendo do mercado por ser considerado muito caro e pesado em comparação aos demais pára-choques construídos de acordo com as regulamentações vigentes na época (NHTSA, 1996).

Beermann (1984) realizou uma série de oito *crash tests* em que automóveis com massas entre 900 e 1.100 kg colidiram a 52 km/h contra uma viga fixada em uma barreira rígida a 400, 450 ou 550 mm de altura, e mediu forças entre 220 e 700 kN e deformações dos automóveis entre 500 e 750 mm. O mesmo pesquisador construiu, utilizando perfis de aço, um pára-choque dimensionado para resistir ao impacto de um veículo de 1.500 kg colidindo a 50 km/h e realizou nove *crash tests* com o mesmo fixado em um segmento de chassi de caminhão preso a uma barreira rígida. Os testes foram conduzidos com veículos de massa média igual a 1.110 kg e com velocidade média de impacto de 52 km/h, e foram medidas forças entre 200 e 350 kN, deformações dos automóveis entre 400 e 700 mm e deformações totais (automóvel + pára-choque) de 550 a 850 mm. Beermann observou que as maiores forças ocorreram nos impactos centrados, e as maiores deformações do pára-choque nos impactos fora de centro. O autor citado concluiu que, para serem efetivos no cumprimento de sua função, os pára-choques deveriam ser dimensionados para suportar forças estáticas de 150 kN na direção de seus suportes verticais e de 100 kN no centro e a 300 mm das extremidades laterais do caminhão.

Penoyre *et al.* (1984) desenvolveram um pára-choque absorvedor de energia baseado na deformação plástica de tubos de aço de baixo carbono, denominado pára-choque *invertube*. Em

sua versão final, o pára-choque podia ser montado tanto na frente como na traseira dos caminhões e consistia numa travessa principal presa ao chassi por meio de dois suportes verticais e por duas “mãos francesas”, as quais se constituíam no sistema de absorção de energia. Esse sistema era formado por dois tubos de diâmetros diferentes (80 e 100 mm) e iguais espessuras de parede (1,63 mm), montados telescopicamente, sendo que o tubo menor tinha uma de suas extremidades virada para fora e soldada no interior da extremidade do tubo maior. Em caso de impacto, o tubo menor era forçado a se deformar para dentro do tubo maior, num movimento semelhante ao da retirada de uma meia do pé, conforme analogia dos próprios autores do trabalho citado. A força necessária para iniciar a deformação plástica do tubo menor era de 68 kN e uma vez iniciada essa deformação, a força mantinha-se em torno de 47 kN, resultando numa absorção de energia da ordem de 20 kJ. Quando a deformação chegasse a 175 mm, o sistema resistiria a 100 kN, atendendo assim à regulamentação ECE R58. Dois *crash tests* foram realizados com a versão final do pára-choque *invertube*, ambos em impactos centrados a 65 km/h e com o pára-choque montado a 300 mm de altura em relação ao solo. No primeiro teste utilizou-se um veículo Morris Marina, não tendo ocorrido intrusão em seu compartimento de passageiros e tendo sido medidas forças moderadas nos seus cintos de segurança. No segundo teste utilizou-se um Morris Mini pesando 680 kg, veículo com pequena distância entre o pára-choque dianteiro e o pára-brisa. Embora tivesse havido pequena intrusão no compartimento de passageiros do automóvel, os autores do trabalho citado consideraram o resultado desse teste como muito satisfatório.

Importante trabalho na área tem sido realizado pelo Monash University Accident Research Centre (MUARC), em Melbourne, Austrália, onde foram projetados, construídos e testados dois modelos de pára-choque, um rígido e um absorvedor de energia. O pára-choque rígido (Figura 3.1) foi construído em perfis de aço de secção retangular e dimensionado para resistir a cargas superiores às previstas pela legislação vigente (Rechnitzer *et al.* 1993). O pára-choque absorvedor de energia (Figura 3.2) baseou-se no colapso de tubos de resina epóxi reforçada com fibra de vidro montados dentro de tubos de aço. Em sua primeira versão a estrutura era dotada de quatro módulos absorvedores de energia, cada módulo constituído de um tubo de fibra de vidro com secção transversal quadrada de 38 mm e parede de 3,2 mm de espessura, montado dentro de um tubo de aço com secção transversal quadrada de 65 mm e espessura de parede de 1,6 mm. Outro tubo de aço, com secção quadrada de 50 mm e espessura de parede de 1,6 mm, funcionava

como pistão durante o impacto, comprimindo o tubo de fibra de vidro dentro do outro tubo de aço. Ensaios de queda de peso mostraram que a força desenvolvida durante a deformação de um módulo variava entre 30 e 40 kN, e a absorção de energia por módulo era de 19,3 kJ, dos quais 14,3 kJ absorvidos pela fibra de vidro e o restante pelo aço (Rechnitzer *et al.*, 1996). Na segunda versão, os tubos de aço de secção quadrada foram substituídos por tubos mais robustos de secção circular (Rechnitzer *et al.*, 2001). Sete *crash tests* foram realizados pelo MUARC, e seus detalhes estão listados na Tabela 3.5.

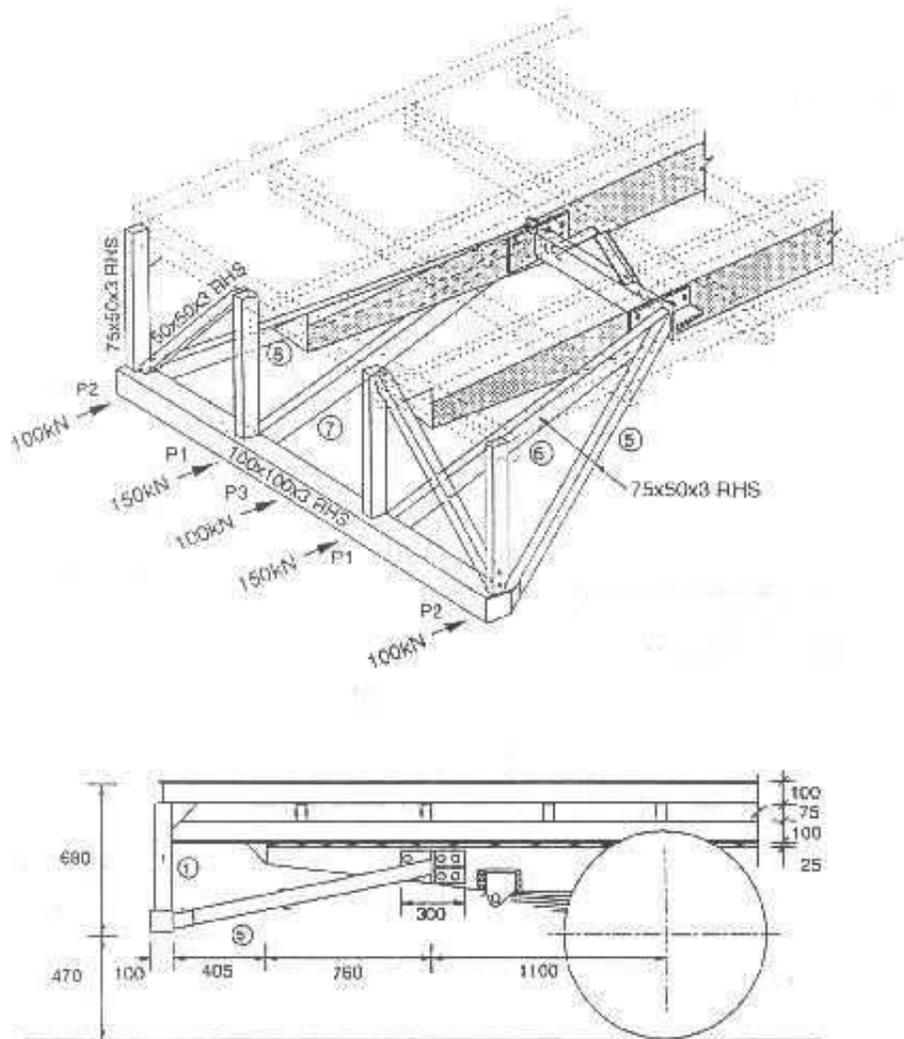


Figura 3.1: Pára-choque rígido projetado por Rechnitzer *et al.* (1993).

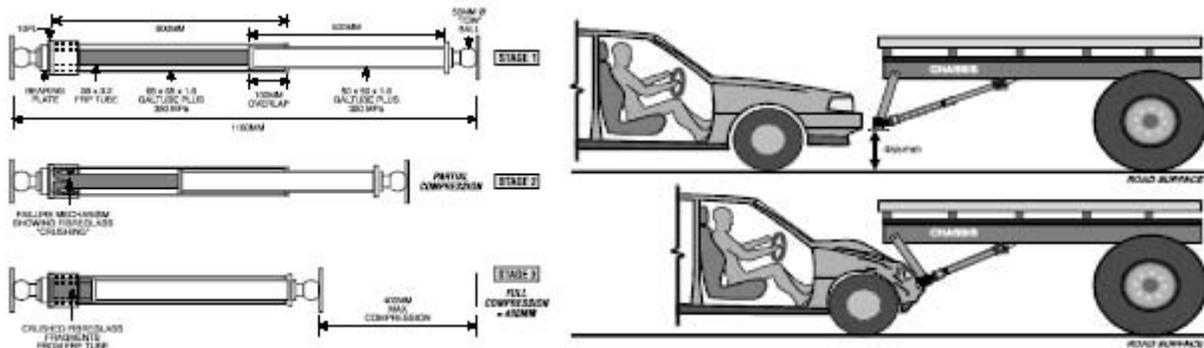


Figura 3.2: Pára-choque absorvedor de energia de Rehnitz *et al.* (2001).

Tabela 3.5: Detalhes dos *crash tests* realizados pelo MUARC (Rehnitz *et al.*, 2001).

Teste no.	1	2	3	4	5	6	7
Pára-choque	Nenhum	Rígido		Absorvedor de energia			Absorvedor modificado
Fixação	Caminhão (10.000 kg)			Barreira rígida			Caminhão (9.100 kg)
Altura (mm)	-	470		450			?
Colisão	Centrada		<i>Offset</i>	Centrada	<i>Offset</i>		Centrada
$m_{\text{veículo}}$ (kg)	1.420			1.800	1.700		1.350
V_{impacto} (km/h)	50			48			75
Aceleração máx. (G)	13	20	22	25	20	16	-
$F_{\text{máx.}}$ (kN)	185	285	310	450	340	275	> 500
HIC	Motorista	-			566	229	1.842
	Passageiro				271	89	1.205
PCI*	Severa	Nenhuma					

* Intrusão no compartimento de passageiros (Passenger Compartment Intrusion).

Os autores citados demonstraram a efetividade do pára-choque absorvedor de energia comparando os valores de HIC obtidos nos seus testes com os obtidos para os mesmos automóveis em impactos contra barreira rígida. O mesmo veículo utilizado no teste 5, colidindo à mesma velocidade contra barreira rígida, produziu valores de HIC de 848 para o motorista e 699

para o passageiro, contra respectivamente 566 e 271 obtidos no impacto contra o pára-choque. Já o veículo utilizado no teste 7, colidindo a 56 km/h contra barreira rígida, produziu valores de HIC de 1.499 para o motorista e 1.223 para o passageiro, contra respectivamente 1.842 e 1.205 obtidos no impacto contra o pára-choque a 75 km/h.

Entre 1992 e 1993 a NHTSA conduziu mais um programa de testes (NHTSA, 1995), dessa vez para avaliar o desempenho de um pára-choque construído de acordo com a proposta de regulamentação que viria a se tornar as normas FMVSS 223 e 224 (vide Capítulo 2). No âmbito desse programa foram realizados oito *crash tests*, todos em impacto centrado a 48 km/h. Empregou-se um pára-choque que excedia minimamente os requisitos da regulamentação proposta (Figura 3.3), montado a uma altura de 560 mm em relação ao solo, sendo que em um dos testes o mesmo foi reforçado com duas “mãos francesas”. Em seis testes o pára-choque foi fixado em uma barreira rígida, e em dois deles em um reboque lastreado para alcançar uma massa total de 32.000 kg. A Tabela 3.6 apresenta um sumário de sete desses testes, juntamente com valores de HIC obtidos para os mesmos veículos em impactos contra barreira rígida. Em um dos testes houve falha dos parafusos de fixação do pára-choque à barreira, e por isso o mesmo foi desprezado. Apoiando-se nos resultados obtidos, a agência norte-americana concluiu pela efetividade da regulamentação proposta, embora Tomassoni (1998) tenha considerado tal conclusão discutível.

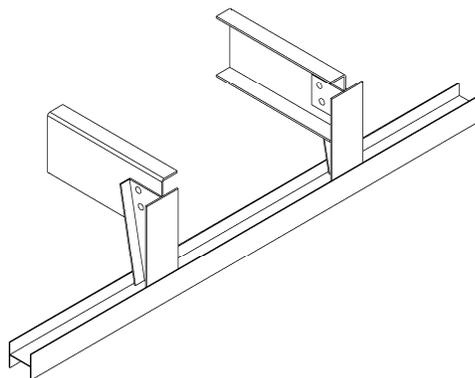


Figura 3.3: Pára-choque que atende minimamente aos requisitos das normas norte-americanas FMVSS 223 e 224 (NHTSA, 1995).

Tabela 3.6: Sumário dos testes conduzidos pela NHTSA entre 1992 e 1993 (NHTSA, 1995).

Veículo		Honda Civic		Chevrolet Corsica			Ford Tempo	Saturn SL
Massa (kg)		1.117	1.204	1.456	1.460	1.445	1.400	1.246
Fixação do pára-choque		Barreira	Reboque	Barreira	Barreira*	Reboque	Barreira	
$F_{\text{máx}}$ (kN)		263	242	248	414	201	209	228
Distância pós-impacto barreira/reboque ao pára-brisa (mm)		500	605	5	818	-267	315	257
HIC (veículos x pára-choque)	Motorista	127	129	24	188	37	139	100
	Passageiro	119	118	37	788	77	117	117
HIC (veículos x barreira rígida)	Motorista	382		872			435	317
	Passageiro	169		615			390	311

* Pára-choque reforçado.

Boucher e Davis (2002) realizaram um programa de testes que tinha por objetivo fornecer subsídios para a elaboração de uma regulamentação canadense de pára-choques. Dentro desse programa foram testados três modelos: um construído e montado de acordo com a norma norte-americana FMVSS 223, outro similar, porém montado a 480 mm de altura e dotado de uma “espera” que travava o seu deslocamento quando, durante a deformação, a sua altura em relação ao solo atingisse 560 mm, e um terceiro, mais resistente, montado de tal maneira que durante a deformação o mesmo executaria um movimento pendular de forma que a sua altura final em relação ao solo seria igual à inicial, de 560 mm (Figura 3.4). Foram realizados dez *crash tests* com os pára-choques citados, fixados em uma estrutura rígida, sendo seis com o primeiro tipo, três com o segundo e um com o terceiro. Os resultados dos testes, sumarizados na Tabela 3.7, levaram os autores citados a recomendar uma resistência estática mínima de 350 kN em toda a largura do pára-choque, antes de sua deformação atingir 125 mm, uma absorção de energia de cerca de 20 kJ e uma altura em relação ao solo após o impacto não maior do que 560 mm, para que o mesmo resistisse a um impacto a 56 km/h. Baseando-se nessas recomendações, aqueles autores construíram e testaram um pára-choque que, montado em um semi-reboque, resistiu ao impacto de um Honda Civic a 56,5 km/h sem permitir qualquer intrusão do compartimento de

passageiros e gerando uma desaceleração máxima no veículo de 24,3 G. Essas recomendações foram todas incluídas na regulamentação canadense CMVSS 223 (vide Capítulo 2).



Figura 3.4: Pára-choque de Boucher e Davis (2002).

Tabela 3.7: Sumário dos testes realizados por Boucher e Davis (2002).

Veículo	Massa (kg)	Velocidade (km/h)	Pára-choque	Altura (mm)	PCI*
Ford Windstar	1.943	48	FMVSS 223	560	Pára-brisa atingido
Chevrolet Cavalier	1.386			480	Nenhuma
	1.391	560		Pilares A atingidos	
	1.389	65	C/ limite de deformação	480	Severa
	1.387			Nenhuma	
Honda Civic	1.223	48	FMVSS 223	480	Pilares A atingidos
	1.231		C/ limite de deformação		Nenhuma
	1.267	56	FMVSS 223	560	Pilares B atingidos
	1.229		C/ limite de deformação	480	Pára-brisa atingido
	1.236	48	Figura 3.4	560	Nenhuma

* Intrusão no compartimento de passageiros (Passenger Compartment Intrusion).

No Brasil, Schmutzler (1995) propôs, ainda antes do advento do Projeto Impacto, um novo conceito em termos de pára-choque absorvedor de energia, baseado em um alicate (Figura 3.5). O pára-choque proposto consistia em uma estrutura ligada ao chassi do caminhão por meio de duas articulações e segura por uma rede de cabos de aço. A estrutura poderia mover-se para cima em caso de contato com o solo, e o seu próprio peso garantiria o retorno à posição original. No evento de uma colisão, o pára-choque dianteiro do automóvel se chocaria inicialmente com a rede de cabos de aço, a qual tenderia a puxar a estrutura, fazendo com que a frente do automóvel fosse "mordida", como se fosse presa por um alicate gigante. A compressão da estrutura frontal do automóvel propiciaria absorção de energia e impediria tanto a penetração deste sob o caminhão quanto o surgimento do efeito de cunha (ver Capítulo 4). Além disso, os pneus dianteiros do automóvel também poderiam colidir contra o pára-choque, propiciando uma fonte adicional de absorção de energia não disponível no caso de colisão contra pára-choques tradicionais. Caso a rede de cabos de aço se rompesse, uma das pontas da estrutura cairia sobre o solo, formando uma rampa que funcionaria como um pára-choque rígido, evitando igualmente o efeito de cunha e a penetração do automóvel sob o caminhão.

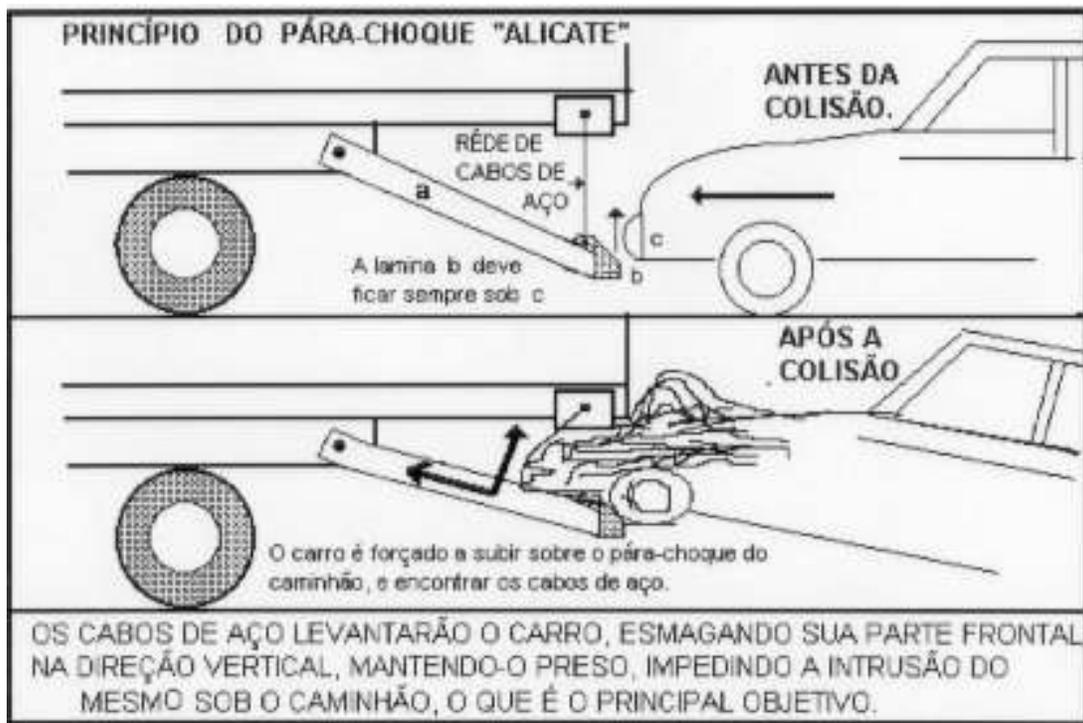


Figura 3.5: Princípio de funcionamento do pára-choque alicate proposto por Schmutzler (1995).

Já no âmbito do Projeto Impacto, Occhipinti (1999), em estreita colaboração com o autor do presente trabalho, projetou, construiu e testou um pára-choque baseado na proposta de Schmutzler (1995). O pára-choque foi dimensionado para suportar as forças $P1 = P3 = 150 \text{ kN}$ e $P2 = 200 \text{ kN}$. Uma diferença importante entre o pára-choque alicate e os tradicionais é que as forças provocadas pelo impacto não seriam inicialmente aplicadas à travessa principal, mas sim aos cabos de aço. Assim, para efeito de dimensionamento, considerou-se as forças agindo na metade do comprimento dos quatro cabos verticais mais próximos aos pontos P1, P2 e P3. Graças à sua capacidade de articulação, a altura do pára-choque em relação ao solo pode ser mantida tão pequena quanto desejada, sem prejuízo da manobrabilidade do caminhão. No protótipo submetido ao *crash test* escolheu-se uma rede de cabos de aço que resultou em uma altura igual a 215 mm (Figura 3.6). O teste foi realizado com um veículo Vectra colidindo a 64 km/h em impacto fora de centro (50%) contra a traseira de um caminhão lastreado para alcançar uma massa de 10.000 kg. O pára-choque do automóvel atingiu a rede de cabos de aço, gerando forças que puxaram as longarinas do caminhão para baixo e produziram uma “mordida” na dianteira do automóvel. O pára-brisa não foi tocado por nenhuma parte do caminhão e a integridade do compartimento de passageiros foi totalmente preservada, sem deslocamento, penetração ou deformação de qualquer componente. Em relação ao caminhão, observou-se que a estrutura do pára-choque sofreu pequena deformação plástica, mas nenhum cabo de aço se rompeu. A deformação concentrou-se nas longarinas do chassi, que sofreram severa flexão. A suspensão traseira do caminhão também foi danificada. A Figura 3.7 mostra a deformação do veículo durante e depois do impacto, e a Tabela 3.8 sumariza os dados do ensaio.



Figura 3.6: Pára-choque alicate antes do *crash test*.



Figura 3.7: Impacto do veículo contra o pára-choque alicate (esquerda) e posição final do mesmo.

Ainda pelo Projeto Impacto, Menezes (2004), também com estreita colaboração do autor do presente trabalho, projetou, construiu e testou um pára-choque com capacidade de absorção de energia baseada na deformação progressiva de tubos de plástico reforçado com fibra de vidro contidos no interior de tubos de aço (Figura 3.8). O pára-choque foi montado em um caminhão com uma altura em relação ao solo de 400 mm e submetido a um *crash test* em condições idênticas às do pára-choque alicate. Do ponto de vista do automóvel o resultado do teste foi excelente, não tendo havido quebra do pára-brisa nem qualquer tipo de intrusão no compartimento de passageiros. Do lado do caminhão houve severa deformação das longarinas do chassi. A Figura 3.9 mostra o pára-choque antes do teste e o estado do caminhão e do automóvel após o impacto. A Tabela 3.8 apresenta uma comparação entre os testes do pára-choque alicate e do absorvedor de energia.

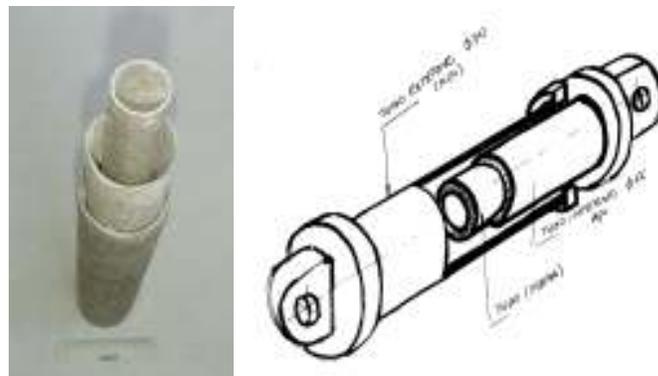


Figura 3.8: Dispositivo absorvedor de energia de Menezes (2004), constituído de tubos de plástico reforçado com fibra de vidro encapsulados em um tubo de aço.



Figura 3.9: Pára-choque absorvedor de energia antes e depois do teste. Os módulos absorvedores de energia são os tubos vermelhos e verdes.

Tabela 3.8: Comparação entre os resultados dos testes dos pára-choques alicate e absorvedor (Menezes, 2004; Occhipinti, 1999).

Pára-choque	Alicate	Absorvedor
Altura (mm)	215	400
Automóvel	GM Vectra CD	GM Vectra GL
Massa (kg)	1.490	
Massa do caminhão (kg)	10.000	
Aceleração máxima (G)	32	26
Força máxima (kN)	464,8	383,2
Deformação total (m)	0,804	0,737
Energia absorvida (kJ)	45,3	59,0
HIC	381	-

O elevado custo envolvido na realização de *crash tests*, o aumento da capacidade de processamento computacional e o advento de programas de elementos finitos como LS-DYNA3D, MADYMO e PAM-CRASH têm popularizado, nos últimos anos, o estudo de pára-choques de caminhão por meio de simulação numérica. Mahesh *et al.* (1996), por exemplo,

desenvolveram um modelo analítico para otimizar o projeto de um pára-choque absorvedor de energia com amortecimento hidráulico e compararam o resultado com simulações de impactos contra pára-choques convencionais executadas com o programa LS-DYNA3D. Enquanto que o modelo analítico mostrou ser possível construir um pára-choque com amortecimento hidráulico que produziria uma desaceleração de 32,5 G em um veículo de 1.000 kg colidindo a 50 km/h e penetrando 300 mm sob o caminhão, a simulação computacional indicou que o mesmo veículo penetraria sem limite se a colisão fosse contra um pára-choque convencional e sofreria uma desaceleração de 203 G se esse pára-choque fosse suficientemente reforçado e enrijecido para resistir ao impacto. Zou *et al.* (2001) empregaram o programa MADYMO em simulações que tiveram por objetivo otimizar o pára-choque absorvedor de energia de Rechnitzer *et al.* (2001) (Figura 3.2). O pára-choque resultante do processo corresponde ao submetido ao teste no. 7 da Tabela 3.5. A fábrica alemã de caminhões MAN desenvolveu um pára-choque traseiro absorvedor de energia com base na observação de acidentes reais e em sua experiência no projeto de pára-choques dianteiros (Berg *et al.*, 2003). O dispositivo foi projetado para resistir a impactos de até 74 km/h sem causar morte ou ferimentos graves nos ocupantes do veículo menor, absorvendo 40% da energia cinética do veículo. Simulações em computador demonstraram que o pára-choque seria capaz de absorver até 78 kJ da energia do impacto (Figura 3.10) e a empresa prometia realizar testes reais para comprovar esse resultado.

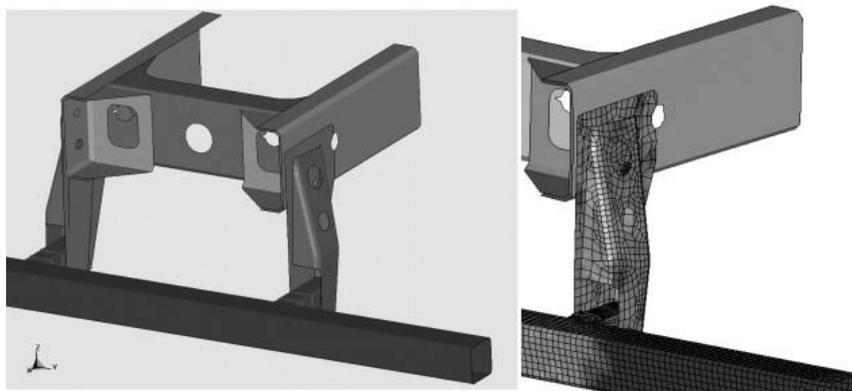


Figura 3.10: Simulação computacional do pára-choque desenvolvido pela MAN (Berg *et al.*, 2003).

Atahan (2003) utilizou o programa LS-DYNA3D para testar sua proposta de modificação do pára-choque construído de acordo com a norma norte-americana FMVSS 223 que fora testado

por Boucher e Davis (2002). As modificações propostas consistiram em abaixar o pára-choque de 560 para 400 mm e acrescentar mais duas “mãos francesas” e uma viga diagonal ligando uma “mão francesa” à outra. Utilizou-se nas simulações um modelo de Ford Taurus com 1.378 kg e o autor citado considerou os resultados satisfatórios, pois não ocorreu intrusão no compartimento de passageiros em nenhuma das quatro simulações realizadas. A Tabela 3.9 sumariza os resultados das simulações.

Tabela 3.9: Resultados das simulações de Atahan (2003).

Simulação	Velocidade (km/h)	Posição	Intrusão sob o caminhão (mm)	Aceleração máxima (G)
1	48	Centrado	450	22
2		<i>Offset</i>	510	18
3	56	Centrado	690	32
4		<i>Offset</i>	780	27

Knight (2005) também realizou uma série de simulações que o levaram a concluir que os requisitos ideais a serem cumpridos por um pára-choque traseiro de caminhão são altura em relação ao solo entre 350 e 450 mm, altura da travessa principal igual a 200 mm, rigidez mínima equivalente a 500 kN/m em cada suporte vertical e uma deflexão máxima de 400 mm.

Capítulo 4

Parâmetros Geométricos

A fim de que o pára-choque traseiro do caminhão possa efetivamente evitar a intrusão de um veículo menor sob sua carroceria, é necessário que o mesmo atenda a determinados parâmetros técnicos, conforme citado no final do Capítulo 2. Entre esses parâmetros estão a geometria e a posição do dispositivo, os quais serão chamados de parâmetros geométricos e serão discutidos a seguir.

A posição do pára-choque na traseira do caminhão é de importância fundamental para que o mesmo execute sua função. A sua altura em relação ao solo e a sua distância em relação à extremidade traseira da carroceria são parâmetros decisivos para o seu sucesso. Um pára-choque extremamente resistente poderia ser inútil se montado muito alto ou muito aquém da extremidade traseira da carroceria. A seguir são analisados os parâmetros altura do pára-choque, distância em relação à extremidade traseira da carroceria e ângulo de saída.

4.1. Altura em relação ao solo

De forma a se aproveitar ao máximo a capacidade de absorção de energia da estrutura frontal dos veículos menores, o pára-choque destes (ou a estrutura resistente existente atrás dos mesmos, Figura 4.1) deveria ser a primeira parte a se chocar contra o pára-choque do caminhão (Rechnitzer *et al.*, 1993). Portanto, ambos os pára-choques deveriam ser posicionados à mesma altura em relação ao solo (Figura 4.2). Devido, porém, à grande variedade de marcas e modelos

de automóveis existentes e à não padronização da altura dos mesmos, o valor dessa grandeza pode não ser, em princípio, tão óbvio.



Figura 4.1: Posição da estrutura dimensionada para absorver a energia de impactos frontais.

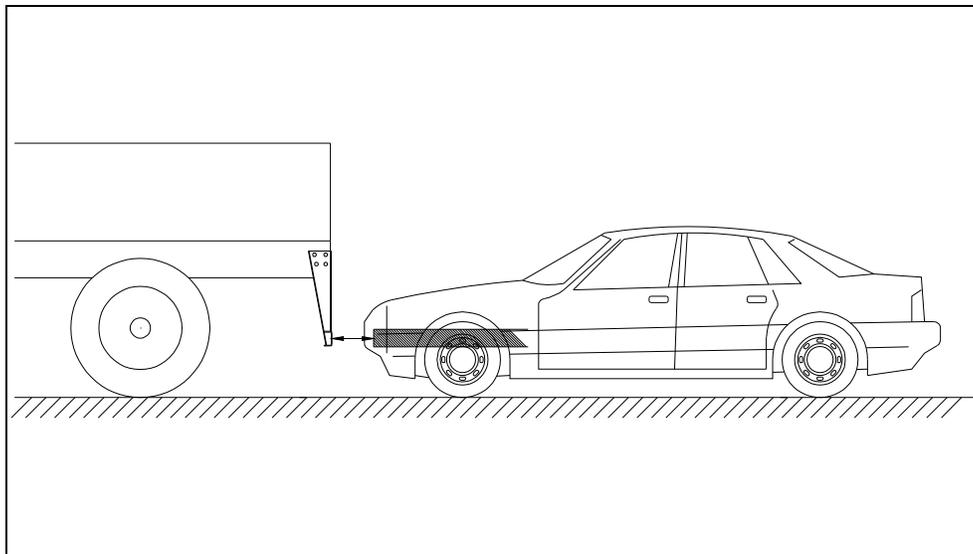


Figura 4.2: O pára-choque do caminhão deve ser montado à mesma altura da estrutura resistente do veículo menor.

Beermann (1984) mediu a altura em relação ao solo da aresta superior da extremidade dianteira da estrutura resistente de 48 automóveis, ocupados por uma pessoa, e encontrou valores

entre 340 e 550 mm. Rechnitzer *et al.* (1993), citando os dados do próprio Beermann, os de Murray (1988), que encontrou alturas entre 350 e 600 mm nos pára-choques de 49 automóveis sem ocupantes, e os de Langwieder e Danner (1987), segundo os quais a altura do pára-choque dos caminhões não deveria ser superior a 300 mm, concluíram que este pára-choque deveria ser montado tão baixo quanto possível, preferencialmente entre 300 e 500 mm, mas nunca ultrapassando os 500 mm. Schmutzler (1997b), depois de medir vários automóveis existentes no mercado, concluiu que a altura do pára-choque traseiro do caminhão não deveria ser maior que 400 mm quando o mesmo estivesse sem carga, o mesmo recomendado por Penoyre *et al.* (1984) e mais recentemente por Langwieder *et al.* (2001), enquanto que Berg *et al.* (2002) sugeriram entre 450 e 550 mm e Knight (2005) entre 350 e 450 mm.

Por outro lado, a agência norte-americana de segurança no trânsito NHTSA não concorda que o impacto deva necessariamente ocorrer na estrutura resistente do veículo menor, considerando que um impacto na altura do bloco do motor poderia proporcionar engajamento suficiente entre este e o pára-choque traseiro do caminhão, impedindo intrusão do veículo menor sob o maior (NHTSA, 1996). Segundo a agência, como o quadro frontal e os componentes da carroceria dos automóveis modernos formam uma estrutura em monobloco, a resistência longitudinal da região frontal desses veículos não variaria apreciavelmente com a altura, e a estrutura responderia de modo similar a impactos ocorrendo entre 405 e 635 mm de altura. Porém, em um artigo sobre absorção de energia no impacto entre veículos de altura dissimilar, Marine *et al.* (2002) citaram os resultados de *crash tests* realizados por terceiros, segundo os quais os veículos Isuzu Rodeo e Honda Civic absorveram, em impactos imediatamente acima de seus pára-choques dianteiros, somente pouco mais da metade da energia absorvida em impactos contra os seus pára-choques. Já os veículos Ford Taurus e Plymouth Reliant apresentaram comportamento similar para impactos em ambas as alturas, levando aqueles autores a considerarem o resultado como “surpreendente e antiintuitivo” e concluírem não ser possível, *a priori*, prever-se o comportamento de um veículo em impactos acima de seus pára-choques.

Mesmo que, em relação à absorção de energia, um veículo apresente comportamento similar para impactos tanto na altura de seu pára-choque quanto acima deste, isso não significa que em ambos os casos a proteção contra penetração sob caminhões seria igual, pois como a

própria NHTSA admitiu em relatório (NHTSA, 1993), o impacto contra um pára-choque de caminhão com altura entre 405 e 460 mm propiciaria 180 mm a mais de comprimento de deformação no automóvel do que o impacto contra um pára-choque mais alto. Entretanto, alega a agência que a extremidade dianteira da estrutura frontal dos automóveis seria capaz de absorver somente a energia de colisões na faixa de 8 a 16 km/h, quantidade considerada insignificante em comparação à energia gerada em colisões acima de 36 km/h. Assim, a agência defende a altura de 560 mm como suficiente para que um pára-choque traseiro de caminhão cumpra a sua função, embora o relatório de um programa de *crash tests* encomendado pela própria NHTSA (Baczynski *et al.*, 1980) já tivesse recomendado, em suas conclusões, que essa altura não deveria exceder a 508 mm para poder oferecer proteção a automóveis pequenos.

Em resposta a uma contestação apresentada pela organização denominada “Advocates for Highway and Auto Safety”, que mediu uma amostra aleatória de automóveis e não encontrou nenhum com o bloco do motor mais alto que 560 mm, enquanto que a altura dos pára-choques dianteiros dos mesmos ficava entre 430 e 535 mm, a agência apresentou o resultado de uma pesquisa com 40 automóveis pesando entre 1.135 e 1.590 kg, segundo a qual a altura do bloco do motor variava entre 560 e 762 mm, com média de 686 mm (NHTSA, 1993), e atribuiu a contradição entre as duas pesquisas a possíveis diferenças metodológicas, sem esclarecer, porém, as metodologias empregadas (NHTSA, 1996). O fato é que a simples medição das alturas do pára-choque e do bloco do motor com o veículo parado e vazio pode não refletir a realidade do momento de um acidente, quando a frente do mesmo pode ser abaixada pela presença de passageiros, carga e por uma eventual e provável frenagem de emergência, situação em que esse abaixamento poderia chegar até a 100 mm, como citado por Langwieder *et al.* (2001). A influência desse abaixamento já fora constatada por DeLeys e Ryder (1971), que em *crash tests* realizados a 64 km/h contra uma estrutura rígida montada 610 mm acima do solo mediram uma penetração adicional de 177 mm do automóvel sob a estrutura quando o mesmo teve sua extremidade dianteira rebaixada em 50 mm (vide Tabela 3.1).

Tomassoni e Bell (1980), que inicialmente afirmaram que pára-choques montados a uma altura de 635 mm em relação ao solo poderiam atingir o bloco do motor do veículo menor, desde que este não estivesse efetuando uma frenagem de emergência, terminaram concluindo, baseados

em resultados de *crash tests* realizados por terceiros com pára-choques montados a diferentes alturas (vide Tabelas 3.3 e 3.4), que o impacto no bloco poderia não ser suficiente para impedir a penetração sob o caminhão, e que, portanto, a altura dos pára-choques dos caminhões deveria ser a menor possível. A partir dos dados citados por Tomassoni e Bell (1980) pode-se construir o gráfico apresentado na Figura 4.3. Apesar de esses dados incluírem impactos de veículos diferentes (VW Rabbit, Chevrolet Impala e Ford Sedan) a diferentes velocidades (48, 56 e 64 km/h) e posições (centrado e em *offset*), pode-se, ainda assim, observar uma correlação entre a altura do pára-choque e a penetração sob o caminhão, comprovando que essa altura deveria, de fato, ser a menor possível.

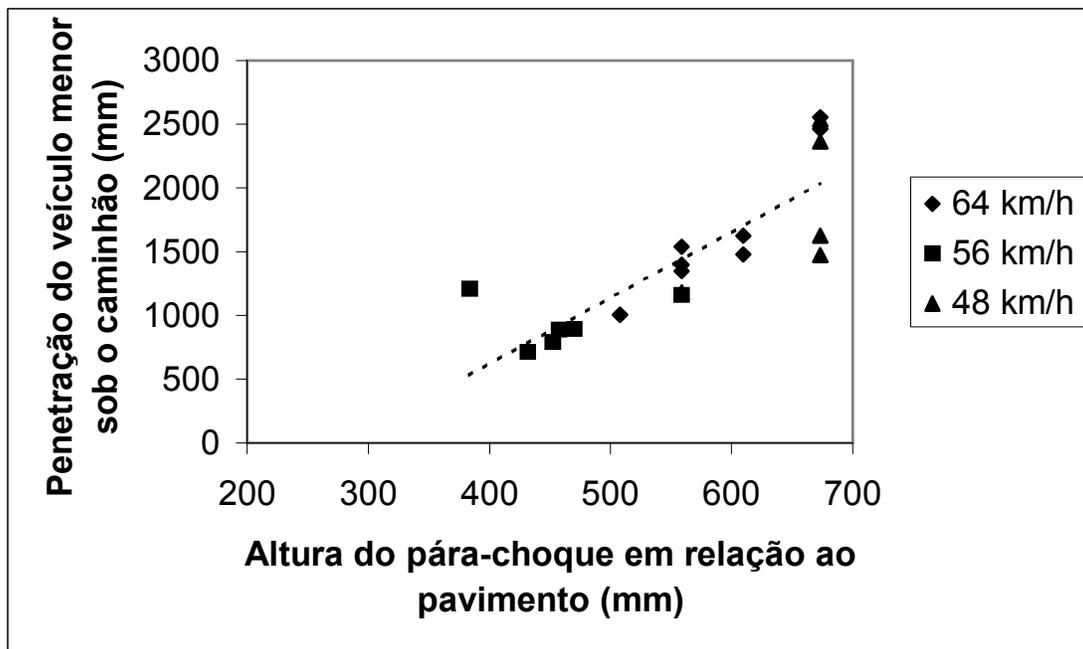


Figura 4.3: Variação da penetração de veículos menores sob caminhões em função da altura do pára-choque destes. Dados obtidos em *crash tests* citados por Tomassoni e Bell (1980) (Tabelas 3.3 e 3.4).

Mas a agência norte-americana NHTSA também se apoiou em resultados de *crash tests* para defender a altura de 560 mm (NHTSA, 1995): em impactos a 48 km/h contra um pára-choque fixado em uma estrutura rígida (Tabela 3.6), um Honda Civic (massa de 1.118 kg e altura do bloco do motor de 648 mm), um Ford Tempo (1.401 kg e 700 mm), um Saturn SL (1.248 kg e 700 mm) e um Chevrolet Corsica (1.457 kg e 737 mm) não sofreram intrusão em seus

compartimentos de passageiros. Porém, quando dois desses testes foram repetidos com o pára-choque fixado a um reboque, lastreado para alcançar uma massa de 32.000 kg, o Chevrolet Corsica sofreu uma intrusão de 267 mm em seu compartimento de passageiros, enquanto que o mesmo não ocorreu com o Honda Civic. Esses resultados foram suficientes para a agência afirmar que 70% do total de automóveis vendidos nos Estados Unidos em 1992 não sofreriam intrusão em seus compartimentos de passageiros caso colidissem a no máximo 48 km/h contra um pára-choque a uma altura de 560 mm em relação ao solo, aparentemente sem se importar com o destino dos ocupantes dos demais 30%.

A diferença observada entre os resultados dos testes da NHTSA realizados com o pára-choque fixado em uma estrutura rígida ou no semi-reboque pode ser explicada pelo chamado *efeito de cunha* (Figura 4.4), assim batizado por Schmutzler (1997b). Quando o impacto ocorre acima da estrutura resistente do veículo menor e parte deste penetra sob o pára-choque, surgem forças verticais que tendem a colapsar a suspensão dianteira do veículo e empurrar o bloco do motor para baixo (Zaremba *et al.*, 1977), além de levantar a traseira do caminhão ou reboque (Figura 4.5), facilitando em muito a penetração do veículo menor, que atua como uma cunha. Esse efeito tenderá a ser ainda mais pronunciado se o veículo menor estiver realizando uma frenagem de emergência ou se o caminhão estiver descarregado. Porém, se o pára-choque estiver fixado a uma estrutura rígida, capaz de resistir a forças verticais, como no caso de parte dos testes da NHTSA citados anteriormente, o efeito de cunha não se manifestará. Isso explicaria porque o Chevrolet Corsica teria sofrido intrusão em seu compartimento de passageiros somente no teste em que o pára-choque foi fixado a um reboque.

DeLeys e Ryder (1971) mediram em *crash tests* as forças verticais que surgem em virtude do efeito de cunha e obtiveram, para uma barreira posicionada a 457 mm de altura, 76 kN no impacto de um VW sedan de 762 kg e 79 kN no impacto de um Ford sedan de 1.756 kg. Para a barreira posicionada a uma altura de 610 mm, a força foi de 191 kN para o Ford sedan, representando um incremento de 142% e demonstrando que a altura do pára-choque tem influência muito mais pronunciada na magnitude dessas forças verticais do que a massa do veículo impactante (vide Tabela 3.1).

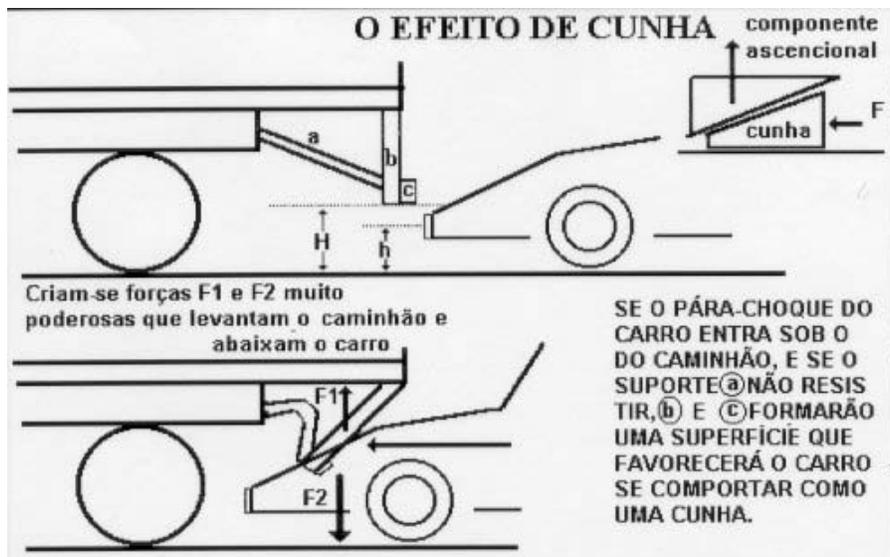


Figura 4.4: O efeito de cunha (Schmutzler, 1997b).



Figura 4.5: Demonstração do efeito de cunha em um acidente real (Rechnitzer e Foong, 1991).

Boucher e Davis (2002) obtiveram resultados menos positivos que a NHTSA em testes com um pára-choque semelhante ao testado pela agência, também fixado em uma estrutura rígida capaz de impedir o efeito de cunha (Tabela 3.7). Com o pára-choque montado a uma altura de 560 mm, um Ford Windstar de 1.943 kg, colidindo a 48 km/h, não sofreu intrusão em seu compartimento de passageiros. Já um Chevrolet Cavalier de 1.391 kg, colidindo à mesma

velocidade, penetrou sob a estrutura a ponto de o pára-brisa e os pilares A terem sido atingidos e o volante ter sido deslocado para baixo, atingindo o lastro colocado sobre o acento, enquanto que um Honda Civic de 1.267 kg, colidindo a 56 km/h, penetrou 2,4 m sob a estrutura, até se chocar contra a parede de concreto à qual a mesma estava fixada, e os *dummies* que estavam no veículo foram danificados a ponto de não mais poderem ser reparados. Com o mesmo pára-choque montado a 480 mm de altura e mantida a velocidade do teste (48 km/h), o Chevrolet Cavalier não sofreu intrusão, mas quando a velocidade foi aumentada para 65 km/h houve severa intrusão do seu compartimento de passageiros e ampla deformação dos pilares A. Já para o Honda Civic não foi suficiente abaixar a altura do pára-choque para 480 mm e diminuir a velocidade de impacto para 48 km/h, pois nessas condições também houve penetração do compartimento de passageiros, tendo sido observado que o pára-choque deslizou por sobre o bloco do motor.

Os resultados de *crash tests* citados até aqui indicam que, sob determinadas circunstâncias, realmente o contato do pára-choque traseiro do caminhão com regiões acima da estrutura resistente de um veículo menor poderia ser suficiente para impedir intrusão do compartimento de passageiros deste último. Porém, indicam também que existem outras circunstâncias em que o impacto a essa altura não seria suficiente, e inevitavelmente ocorreria intrusão do compartimento de passageiros, com alta probabilidade de ocorrência de lesões graves ou fatais nos ocupantes do veículo.

Considerando-se que:

- não seria prático realizar-se *crash tests* com todos os modelos de veículos existentes para se determinar com exatidão a altura mínima necessária do pára-choque traseiro do caminhão;
- não se conhece a existência, até o momento, de abrangentes estudos publicados de simulação computacional sobre a influência da altura do pára-choque na intrusão do veículo menor sob o caminhão;
- os automóveis são projetados para que a estrutura indicada na Figura 4.1, e não o bloco do motor, seja a primeira a ser atingida em caso de impacto frontal (Mahmood e Fileta, 2004);
- a função de um dispositivo de segurança passiva como o pára-choque é proteger a vida humana e
- admitindo-se que haja dúvidas sobre o valor da altura ótima do pára-choque,

a determinação dessa altura deveria sempre priorizar a segurança, não a economia. Em consequência, o pára-choque deveria ser sempre montado de forma que o impacto ocorresse na estrutura resistente do veículo menor, ou seja, a uma altura da ordem de 400 mm.

4.2 Distância entre o pára-choque e a extremidade traseira da carroceria

Essa distância deveria ser tão pequena quanto possível, preferivelmente zero (Schmutzler, 1997a), ou seja, o pára-choque deveria ser montado faceando a extremidade traseira da carroceria. Se o mesmo não for montado nessa posição, mas embaixo da carroceria, será inevitável alguma intrusão do veículo menor sob esta antes que o pára-choque seja tocado. Como a estrutura frontal do veículo menor se deformará ao chocar-se contra o pára-choque (desde que este apresente resistência suficiente), a extremidade da carroceria se aproximará perigosamente do pára-brisa daquele. Considerando-se que existem veículos com distância entre o pára-choque dianteiro e o pára-brisa da ordem de 900-1.000 mm (Penoyre e Riley, 1984; Schmutzler, 1997a), ou até menor, como “vans” e “peruas”, e que são possíveis deformações de 400 a 600 mm na estrutura frontal desses veículos (Penoyre e Riley, 1984; Rechnitzer, 1993), além da deformação do próprio pára-choque, o pára-brisa provavelmente seria atingido pela extremidade da carroceria se o pára-choque do caminhão estivesse montado a 300-400 mm dessa extremidade. O automóvel GM Corsa, por exemplo, apresenta uma distância de 990 mm entre a extremidade dianteira do pára-choque e a base do pára-brisa e deforma-se cerca de 500 mm em um impacto a 50 km/h contra uma barreira rígida. Distâncias e deformações semelhantes podem ser esperadas em outros automóveis da mesma classe, como GM Celta, Ford Fiesta, VW Gol, Renault Clio, Fiat Uno e Palio, enquanto que para o Ford Ka a situação seria ainda mais desfavorável. Para todos esses veículos poderia haver risco de intrusão do compartimento de passageiros em impactos a velocidades da ordem de 50 km/h se o pára-choque do caminhão estivesse montado a uma distância longitudinal de, por exemplo, 400 mm da extremidade da carroceria. E é digno de nota que os veículos citados e seus derivados corresponderam a 61,5% das vendas de automóveis e camionetas no mercado interno brasileiro em 2003 (Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores, 2004). A Figura 4.6 apresenta esquematicamente a importância deste parâmetro geométrico.

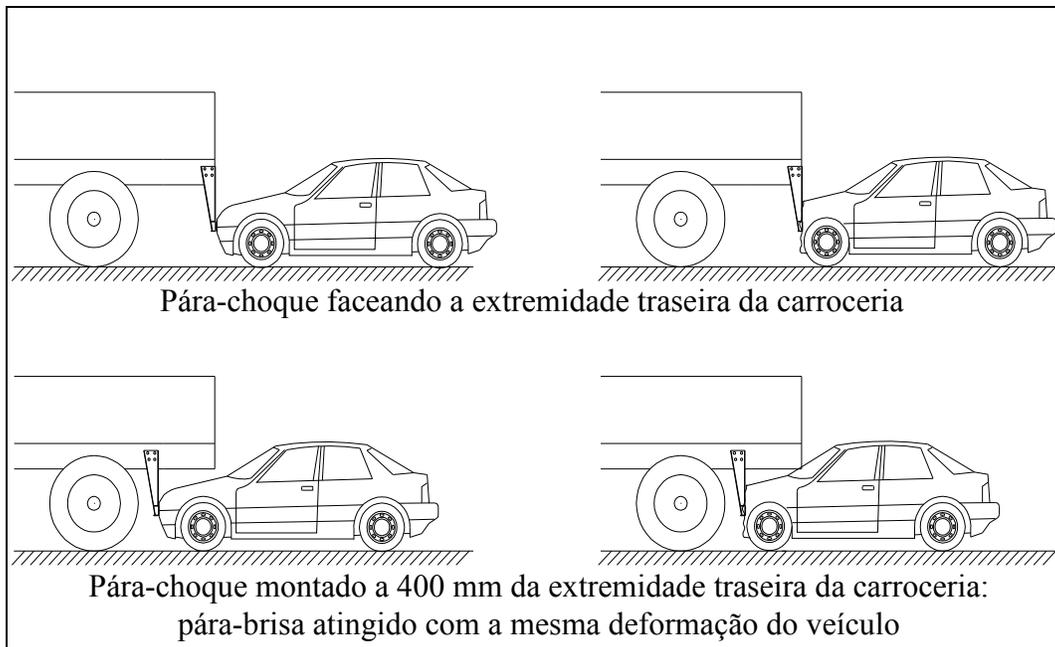


Figura 4.6: Representação esquemática, do efeito da posição do pára-choque na prevenção da intrusão do compartimento de passageiros do veículo menor.

A importância da posição do pára-choque em relação à extremidade da carroceria pode ser confirmada pela análise dos resultados dos seis *crash tests* realizados por encomenda da NHTSA, listados na Tabela 3.6 e citados na Secção 4.1 (NHTSA, 1995). Naqueles testes, executados com o pára-choque montado na extremidade traseira de uma estrutura fixa ou de um reboque, ocorreu intrusão do compartimento de passageiros em apenas um caso. Porém, em dois casos a distância entre o pára-brisa e a estrutura de fixação do pára-choque foi menor do que 260 mm, indicando que teria havido intrusão do compartimento de passageiros em 50% dos testes se o pára-choque tivesse sido montado, por exemplo, com um recuo de 300 mm, como permitido pelas regulamentações vigentes. Como se trata de salvar vidas, cada milímetro deve ser reservado para a deformação do veículo menor. Portanto, é imprescindível que o pára-choque traseiro do caminhão seja montado faceando a extremidade traseira da carroceria.

Há, porém, quem considere admissível a ocorrência de alguma intrusão no compartimento de passageiros, pois a grande inclinação dos pára-brisas dos veículos modernos, associada ao uso de cintos de segurança e *air bags*, protegeriam os ocupantes se a intrusão não chegasse a menos de 300 mm de um plano vertical passando pelo centro do volante (Tomassoni, 1998). Embora tal

intrusão possa até ser admissível em determinados veículos, o mesmo não ocorrerá em outros. E nem sempre as lesões nos ocupantes dos veículos menores serão causadas por partes do caminhão que tenham penetrado no compartimento de passageiros, podendo também ser produzidas por componentes do próprio veículo ocupado pelas vítimas, como coluna de direção, volante, painel de instrumentos e pedais, que podem ser deslocados por partes do caminhão sem que estas atinjam os passageiros. A Figura 4.7 mostra um acidente real em que isso ocorreu: um veículo Chevrolet Blazer atingiu a traseira de um caminhão com um pára-choque muito alto e afastado da extremidade da carroceria. O pára-choque da Blazer não foi tocado e a carroceria do caminhão ficou a mais de 300 mm do volante da primeira, mas este, o painel de instrumentos e a coluna de direção foram empurrados para baixo, provocando fraturas em ambos os fêmures do motorista. É digno de nota que isso ocorreu em um veículo mais alto e com a distância entre o pára-choque dianteiro e o pára-brisa substancialmente maior do que os veículos citados anteriormente como responsáveis por mais de 60% das vendas no mercado interno.



Figura 4.7: Acidente real envolvendo a traseira de um caminhão e uma Chevrolet Blazer. No detalhe, o volante da Blazer encostado no assento do motorista.

4.3 Ângulo de saída

Pelo apresentado nas Secções 4.1 e 4.2, não existiriam motivos técnicos para não se montar o pára-choque o mais próximo possível do solo e da extremidade traseira da carroceria. Por que, então, há quem defenda o contrário? O problema é que um pára-choque montado dessa maneira

num caminhão com grande balanço traseiro provocará dificuldades de manobra para o mesmo, especialmente em rampas (Tomassoni e Bell, 1980; Langwieder *et al.*, 2001) (Figura 4.8), em docas (Cross, 1997) e ao passar sobre obstáculos como lombadas e valetas. Se não houver um cuidado especial do motorista, a probabilidade de o pára-choque ser danificado será grande, como mostrou uma pesquisa realizada nos Estados Unidos pela American Trucking Associations (ATA), citada por Cross (1997), a qual apontou que anualmente 4,6 a 7% dos reboques têm seus pára-choques (por sinal, muito mais altos do que as recomendações citadas na Secção 4.1) danificados em docas. Esse problema apresenta-se especialmente sério no Brasil, onde a Resolução CONTRAN No. 12/98 (CONTRAN, 1998), nem sempre respeitada, permite caminhões com até 3,5 metros de carroceria em balanço, e a qualidade das vias é geralmente ruim, com defeitos e irregularidades em profusão, além da existência de inúmeras lombadas redutoras de velocidade.

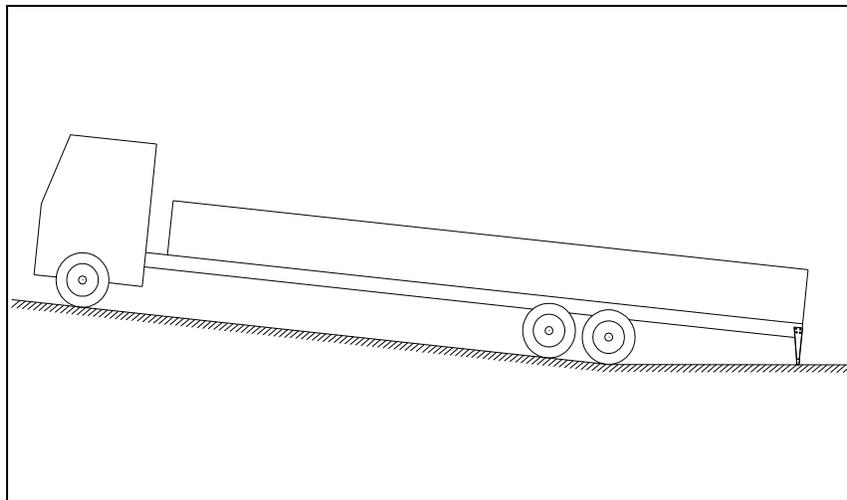


Figura 4.8: Um balanço traseiro grande e um pára-choque baixo dificultam a passagem do caminhão por rampas.

A manobrabilidade de um caminhão, no que diz respeito à sua traseira, pode ser avaliada pelo chamado ângulo de saída β (ângulo formado entre o solo e uma linha ligando o ponto de contato roda-solo com a borda inferior do pára-choque, Figura 4.9). Quanto maior for esse ângulo, mais fácil será manobrar o caminhão em rampas, docas ou transpor obstáculos. O ângulo de saída β , que pode ser calculado como $\beta = \arctan (H/d)$, representa, sem considerar qualquer margem de segurança, o ângulo máximo de uma rampa pela qual a traseira do caminhão poderia

passar sem danificar o pára-choque. Segundo Langwieder *et al.* (2001), seria desejável que os caminhões pudessem trafegar por rampas com pelo menos 10% de inclinação, o que corresponde a um ângulo de $5,7^\circ$. Por outro lado, a ATA aponta para a existência de rampas de carga e descarga com inclinação da ordem de 20% (NHTSA, 1996), o que corresponde a $11,3^\circ$. Considerando-se que a carga pode rebaixar a traseira de um caminhão em cerca de 100 mm, que o pára-choque seja montado a 400 mm de altura com o caminhão descarregado e faceando a extremidade da carroceria e admitindo-se como desejável uma folga de segurança de 50 mm entre o pára-choque e o solo, o máximo balanço traseiro admissível para que não houvesse problemas com uma rampa de 20% seria de 1,25 m. Como a Resolução CONTRAN No. 12/98 permite um balanço traseiro de até 3,5 m, surge então um conflito de interesses. Para ser efetivo, o pára-choque não deveria estar acima de cerca de 400 mm do solo no momento da colisão. Nessas condições, se o balanço traseiro do caminhão tiver mais de 1 metro e o mesmo estiver carregado, o pára-choque poderá freqüentemente tocar o solo, além de dificultar ou até impedir manobras em rampas mais inclinadas. Por outro lado, pára-choques altos são incompatíveis com a altura frontal dos automóveis, como apresentado na Secção 4.1, de nada servindo como proteção aos automobilistas.

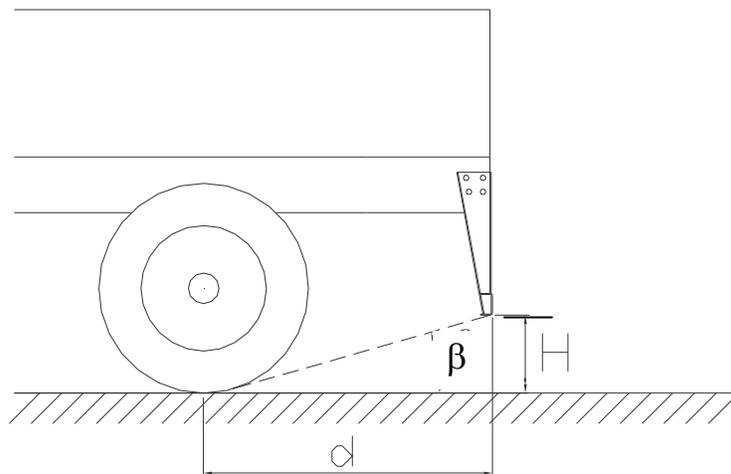


Figura 4.9: Representação do ângulo de saída β em função da altura do pára-choque H e do balanço traseiro da carroceria d .

Diante desse conflito de interesses, Rechnitzer (1991) afirmou que a seleção dos parâmetros geométricos do pára-choque deveria ser baseada num *compromisso* entre os requisitos

operacionais do caminhão e a necessidade de se prover segurança aos demais usuários das ruas e estradas, e que esse compromisso poderia resultar em mudanças nas configurações permitidas para os caminhões e nas regulamentações que governam as dimensões e os pesos dos mesmos. Sendo o pára-choque um dispositivo de segurança passiva, a sua função é preservar a vida e a integridade do corpo humano. Se os requisitos mínimos a serem atendidos para que o pára-choque execute eficientemente a sua função são incompatíveis com os requisitos mínimos necessários para a operacionalidade dos caminhões, compete à engenharia encontrar soluções que preservem a operacionalidade destes *sem* prejudicar a eficiência daquele. E a decisão deve sempre pender para o lado da segurança, pois é possível elaborarem-se soluções técnicas que compatibilizem a eficiência do pára-choque com a operação do caminhão, mas *não* é possível ressuscitar os mortos em consequência de pára-choques subdimensionados e geometricamente mal formulados.

Uma proposta técnica para superar essa incompatibilidade foi apresentada por Schmutzler (1995): dotar-se o pára-choque com capacidade de articulação. Assim, o ângulo de saída poderia variar quando o pára-choque tocasse em algum obstáculo no solo, e a manobrabilidade do caminhão poderia ser ainda melhor do que se o pára-choque fosse montado a uma altura maior.

4.4 Outros parâmetros geométricos

Quase nenhuma atenção costuma ser dada a outros parâmetros geométricos do pára-choque além dos já analisados, como por exemplo o comprimento e a altura da travessa principal, pois essas dimensões exercem muito pouca influência na capacidade de o mesmo executar adequadamente sua função. A altura da travessa principal costuma ser de no mínimo 100 mm, e considera-se este valor adequado para ativar a deformação da estrutura frontal do veículo impactante. Alturas muito menores (da ordem de 50 mm) poderiam rasgar a estrutura frontal do veículo, em vez de deformá-la, propiciando menor absorção de energia (NHTSA, 1996). O comprimento da travessa principal deveria ser idealmente igual à largura do caminhão, mas uma folga de 100 mm de cada lado pode ser admitida sem maiores problemas em caminhões com grande balanço traseiro, como forma de se minimizar a possibilidade de o pára-choque “pescar” objetos laterais em curvas fechadas (NHTSA, 1996).

Capítulo 5

Parâmetros de Resistência

De nada adianta um pára-choque corretamente posicionado na traseira do caminhão se o mesmo não tiver resistência mecânica suficiente para suportar o impacto de outro veículo sem se romper ou deformar excessivamente. Para o correto dimensionamento do pára-choque, torna-se necessário o conhecimento dos esforços a que o mesmo estará submetido durante a colisão. No presente Capítulo é apresentada uma estimativa da magnitude desses esforços.

5.1 Forças desenvolvidas durante o impacto centrado

Por impacto centrado entenda-se aqui um impacto em que a totalidade da largura do veículo menor atinge o pára-choque do caminhão, estando as linhas de centro longitudinais dos dois veículos alinhadas ou não (Figura 5.1).

O cálculo das forças que surgem durante a colisão de um veículo automotor não é óbvio, em virtude da complexidade das estruturas envolvidas. Onusic *et al.* (1996) discutiram vários modelos simplificados de cálculo das forças de impacto de veículos contra barreira rígida, nos quais a máxima força desenvolvida podia ser expressa por:

$$F_{\max} = \gamma \frac{m \cdot v_0^2}{L} \quad (5.1)$$

onde:

F_{\max} = máxima força desenvolvida durante o impacto

γ = constante específica de cada modelo de veículo

m = massa do veículo

v_0 = velocidade do veículo no momento do impacto contra a barreira

L = comprimento do veículo

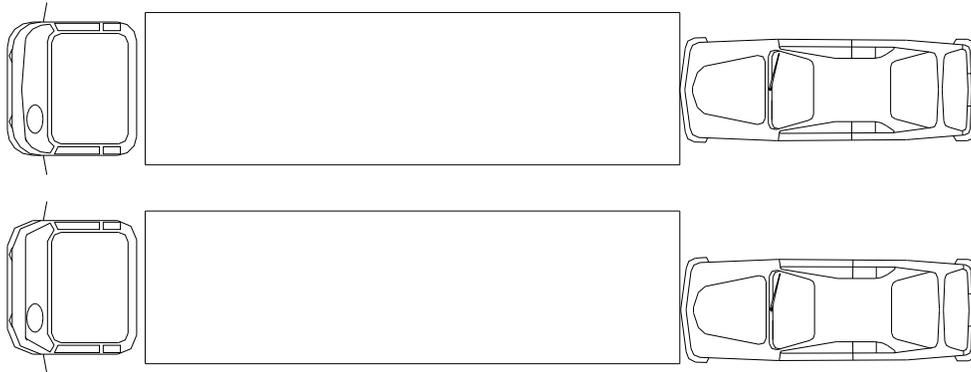


Figura 5.1: Exemplos de impactos considerados como centrados no presente Capítulo (admitindo-se que o pára-choque do caminhão estenda-se por toda a largura deste).

No trabalho citado, a constante γ variou entre 1 e 4 para automóveis, valores inferiores aos 5,4 obtidos experimentalmente, o que mostra a imprecisão dos modelos apresentados por aqueles autores.

Rechnitzer (1997), baseado em trabalho de Murray, que considerou o impacto essencialmente plástico de um automóvel contra um pára-choque rígido, com os veículos não sofrendo deslocamento lateral após o impacto e permanecendo em contato com uma velocidade comum, calculou a força média agindo entre os dois veículos durante o impacto como sendo (a dedução é apresentada na Secção A.1 do Apêndice A):

$$F_{med} = \frac{m_1 \cdot m_2 \cdot v_a^2}{2 \cdot (m_1 + m_2) \cdot c_1} \quad (5.2)$$

onde:

F_{med} = força média agindo nos dois veículos durante o impacto

c_1 = deformação residual do veículo menor

m_1 = massa do veículo menor

m_2 = massa do caminhão

v_a = velocidade de aproximação dos veículos

Um modelo proposto por Campbell (1974) para o estudo da severidade de colisões automobilísticas, cujos fundamentos são apresentados na Secção A.2 do Apêndice A, e que encontrou bastante aceitação na comunidade de estudiosos de acidentes de trânsito, sendo inclusive utilizado na reconstrução de acidentes por motivos legais ou jurídicos, permite relacionar a força máxima desenvolvida no impacto com a deformação residual do veículo:

$$F_{\max} = m.(b_0 \cdot b_1 + b_1^2 \cdot c_1) \quad (5.3)$$

onde:

F_{\max} = força máxima desenvolvida durante o impacto

m = massa do veículo

b_0 e b_1 = coeficientes obtidos em *crash tests* contra barreira rígida

c_1 = deformação residual do veículo

Nem o cálculo da força média segundo Reznitzer nem o da força máxima segundo o modelo de Campbell levam em consideração o efeito de restituição elástica da estrutura do veículo, ou seja, ambos consideram o choque como totalmente plástico. A seguir será analisada a influência da recuperação elástica das estruturas no cálculo das forças.

5.2 Considerações a respeito da recuperação elástica no cálculo da força média

A dedução de Reznitzer (1997) para a força média considerou o impacto como perfeitamente plástico. Nos casos reais, porém, o impacto é parcialmente elástico, ou seja, o coeficiente de restituição não é nulo, e os veículos não adquirem a mesma velocidade ao final do choque. Pela conservação da quantidade de movimento linear, tem-se:

$$m_1 \cdot v_1 + m_2 \cdot v_2 = m_1 \cdot v'_1 + m_2 \cdot v'_2 \quad (5.4)$$

onde:

v'_1 e v'_2 = velocidades pós-impacto do veículo menor e do caminhão respectivamente.

A velocidade pós-impacto do veículo menor será dada por:

$$v'_1 = \frac{m_1 \cdot v_1 + m_2 \cdot v_2 - m_2 \cdot v'_2}{m_1} \quad (5.5)$$

E a do caminhão:

$$v'_2 = \frac{m_1 \cdot v_1 + m_2 \cdot v_2 - m_1 \cdot v'_1}{m_2} \quad (5.6)$$

Sendo o coeficiente de restituição e_c referente à colisão do veículo menor contra o caminhão dado por:

$$e_c = \frac{v'_2 - v'_1}{v_1 - v_2} \quad (5.7)$$

ou seja, a razão entre as velocidades relativas de afastamento e de aproximação dos veículos.

Combinando-se as Equações 5.5 a 5.7 obtém-se as velocidades pós-impacto (v'_1 e v'_2) e a variação de velocidade ($\Delta v_n = v'_n - v_n$) de cada veículo em função do coeficiente de restituição e das velocidades pré-impacto dos mesmos:

$$v'_1 = \frac{m_1 \cdot v_1 + m_2 \cdot v_2 + m_2 \cdot e_c \cdot (v_2 - v_1)}{m_1 + m_2} \quad (5.8)$$

$$v'_2 = \frac{m_1 \cdot v_1 + m_2 \cdot v_2 + m_1 \cdot e_c \cdot (v_1 - v_2)}{m_1 + m_2} \quad (5.9)$$

$$\Delta v_1 = \frac{m_2 \cdot (v_2 - v_1) \cdot (1 + e_c)}{m_1 + m_2} \quad (5.10)$$

$$\Delta v_2 = \frac{m_1 \cdot (v_1 - v_2) \cdot (1 + e_c)}{m_1 + m_2} \quad (5.11)$$

A perda de energia no impacto será dada por:

$$\Delta E = \frac{m_1 \cdot v_1^2 + m_2 \cdot v_2^2 - m_1 \cdot v'^2_1 - m_2 \cdot v'^2_2}{2} \quad (5.12)$$

Substituindo-se as Equações 5.8 e 5.9 na Equação 5.12, obtém-se:

$$\Delta E = \frac{m_1 \cdot m_2}{2 \cdot (m_1 + m_2)} (v_2 - v_1)^2 \cdot (1 - e_c^2) \quad (5.13)$$

E a força média agindo nos veículos será:

$$F_{med} = \frac{m_1 \cdot m_2}{2 \cdot (m_1 + m_2) \cdot c_1} (v_2 - v_1)^2 \cdot (1 - e_c^2) \quad (5.14)$$

As acelerações médias agindo sobre os veículos serão:

$$a_{1med} = \frac{F_{med}}{m_1} = \frac{m_2 \cdot (v_2 - v_1)^2 \cdot (1 - e_c^2)}{2 \cdot (m_1 + m_2) \cdot c_1} \quad (5.15)$$

$$a_{2med} = \frac{F_{med}}{m_2} = \frac{m_1 \cdot (v_2 - v_1)^2 \cdot (1 - e_c^2)}{2 \cdot (m_1 + m_2) \cdot c_1} \quad (5.16)$$

E a duração do impacto será:

$$t = \frac{\Delta v}{a} = \frac{2 \cdot c_1 \cdot (1 + e_c)}{(v_2 - v_1) \cdot (1 - e_c^2)} \quad (5.17)$$

Comparando-se as Equações 5.2 e 5.14, nota-se que elas diferem entre si somente pelo termo $(1 - e_c^2)$. Para se avaliar a relevância deste termo, é necessário o conhecimento da ordem de grandeza do coeficiente de restituição em colisões envolvendo veículos automotores. Schmidt *et al.* (1998) afirmam que o valor desse coeficiente depende fortemente da variação de velocidade sofrida pelos veículos durante o impacto (Δv), sendo menor quanto maior o Δv , e citam alguns valores obtidos por outros pesquisadores: $e = 0,75$ para Δv entre 0,72 e 1,44 km/h e $e = 0,17$ para Δv entre 8,3 e 10,1 km/h. Os mesmos pesquisadores citam também valores do coeficiente de restituição em função da velocidade de aproximação entre os veículos: entre 0,2 e 0,7 para velocidade de aproximação inferior a 16 km/h, 0,1 para aproximação entre 48 e 56 km/h e 0,07 para velocidades maiores que 56 km/h. Kerkhoff *et al.* (1993) encontraram, analisando resultados de testes de impacto de veículos Ford Escort contra barreira rígida, para velocidades nominais de impacto de 16, 24, 32, 48, 56 e 80 km/h, respectivamente os seguintes valores de e : 0,24; 0,093; 0,085; 0,069; 0,063 e 0,032, dados estes que permitiram a construção do gráfico apresentado na Figura 5.2.

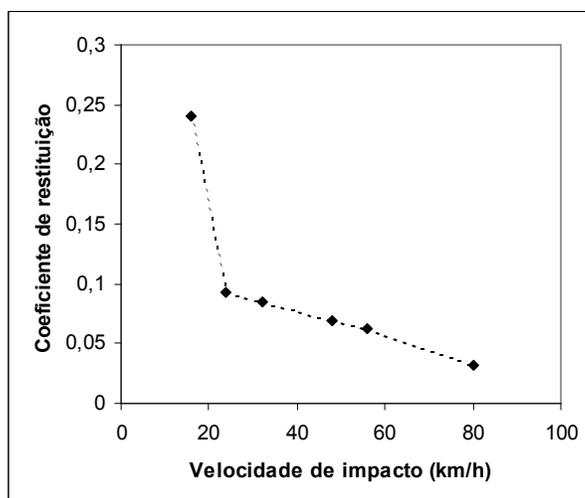


Figura 5.2: Variação do coeficiente de restituição em função da velocidade de impacto de veículos Ford Escort contra barreira rígida (Kerkhoff *et al.* 1993).

Os dados citados permitem supor que, para colisões em que a variação de velocidade dos veículos for maior do que aproximadamente 30 km/h, o coeficiente de restituição provavelmente será da ordem de 0,1 ou menor. A Equação 5.13 mostra que, para um coeficiente de restituição dessa ordem, a energia absorvida na deformação permanente das estruturas envolvidas na colisão seria igual a 99% da energia que seria absorvida se o choque fosse perfeitamente inelástico (como considerado por Murray). Portanto, para impactos a velocidades de aproximação em que o coeficiente de restituição é baixo (acima de 30 km/h, aproximadamente), o emprego da Equação 5.2 para a estimativa da força *média* agindo entre os veículos, a qual negligencia o efeito da recuperação elástica, pode ser considerado adequado.

5.3 Considerações a respeito da recuperação elástica no cálculo da força máxima

O modelo de Campbell baseia-se em uma relação linear entre a variação de velocidade sofrida pelo veículo (Δv) e a sua deformação, sendo os coeficientes b_0 e b_1 calculados a partir de dados obtidos em testes de impacto contra barreira rígida. No cálculo desses coeficientes o impacto é considerado como totalmente inelástico, ou seja, o veículo atingiria velocidade nula ao final do choque. Portanto, o Δv é considerado como sendo a própria velocidade de impacto, e a deformação é medida após o impacto, ou seja, a deformação estática residual do veículo. Porém,

como na realidade o impacto não é totalmente inelástico, a deformação dinâmica total sofrida pelo veículo durante o teste é maior do que a sua deformação estática residual, e o Δv também é maior que a velocidade de impacto, pois a recuperação elástica faz com que o veículo seja impulsionado para trás. Em consequência, o emprego de coeficientes b_0 e b_1 obtidos sob a consideração dos choques como inelásticos poderia resultar em imprecisão no cálculo de Δv . Segundo McHenry (2001), para uma deformação residual da ordem de 750 mm, a diferença entre os valores de Δv calculados para choque inelástico e parcialmente elástico seria de 3,9 a 15,5%, enquanto que para uma deformação residual da ordem de 250 mm essa diferença seria de 8,9 a 58,2%, conforme o modelo de veículo.

Alguns métodos de correção têm sido propostos com o objetivo de se compensar essa imprecisão. Fonda (1999) cita que o programa SMAC (Simulation Model of Automobile Collisions) compensa esse desvio multiplicando por $(1+e)$ o valor de Δv obtido sem consideração do efeito de restituição, sendo e calculado por:

$$e = 0,30 \left(1 - \frac{c_1}{1,3462} \right) \quad (5.18)$$

onde c_1 é a deformação residual do veículo, em metros. Observa-se da Equação 5.18 que o coeficiente de restituição seria igual a 0,30 quando a deformação residual fosse nula, e igual a zero quando a deformação residual fosse de 1,3462 m, ou seja, esse modelo de correção considera um impacto leve como moderadamente elástico e um impacto severo como predominantemente plástico, o que coincide qualitativamente com os valores experimentais de e citados na Secção 5.2. O modelo de Campbell, ao considerar a velocidade b_0 como aquela que não produz deformação residual no veículo, está considerando também que para $\Delta v \leq b_0$, $e = 1,0$. O valor de 0,30 obtido pela Equação 5.18 seria, então, muito pequeno. Em relação a impactos severos, não parece razoável generalizar-se para todos os tipos de veículos a deformação residual de 1,3562 m como aquela referente a um choque totalmente inelástico. Esse valor poderia ser adequado para os grandes automóveis norte-americanos de décadas passadas, mas parece muito elevado para a maioria dos veículos atuais. O ideal seria ajustar-se os coeficientes da citada equação para cada modelo de veículo. A inexistência desses valores torna pouco confiável o emprego da mesma. McHenry e McHenry (1997) sugeriram outro modelo de correção que leva em consideração a relação entre a deformação residual estática e a máxima deformação dinâmica

observada durante o impacto. Entretanto, a escassa disponibilidade de dados sobre a máxima deformação dinâmica ocorrida durante os *crash tests* é uma limitação ao emprego desse método.

No presente trabalho, o modelo de Campbell é utilizado na estimativa das forças desenvolvidas no impacto de um automóvel contra um pára-choque, ou seja, uma aplicação diferente da usual. Esse modelo costuma ser empregado principalmente na reconstrução de acidentes de trânsito reais, quando são conhecidas as posições finais e as deformações residuais dos veículos, e a partir desses dados calcula-se a velocidade e a trajetória dos mesmos antes do impacto. É empregado também em estudos de severidade de impacto, onde procura-se correlacionar o Δv com as lesões sofridas pelas vítimas. Nesses casos, especialmente na reconstrução de acidentes com objetivos legais ou jurídicos, erros da ordem de 30% na velocidade calculada podem ser considerados muito grandes. No presente trabalho, a trajetória e as velocidades dos veículos são pré-estabelecidas, e o que se deseja calcular é a deformação que o veículo sofreria nas condições assumidas, e a partir dessa deformação calcular-se a força máxima atingida no impacto (Secção 5.8 e Anexo I). O emprego de coeficientes b_0 e b_1 obtidos a partir de dados de *crash tests* contra barreira rígida, que não levam em consideração o efeito de restituição, os quais representam a quase totalidade dos dados disponíveis ao público (coeficientes obtidos a partir das curvas de velocidade de impacto versus deformação residual, e não de Δv_{real} versus deformação residual) tenderia a introduzir erros no cálculo da força desenvolvida no impacto entre dois veículos. Assim, para que as estimativas de força feitas neste trabalho ficassem menos distantes da realidade, optou-se por utilizar no cálculo da deformação do veículo, em lugar de Δv , uma velocidade equivalente ao impacto contra barreira (*barrier equivalent velocity*), definida por Kerkhoff *et al.* (1993) como a velocidade de impacto contra uma barreira fixa e rígida que resultaria na mesma magnitude de deformação que a observada quando o mesmo veículo colidisse contra outro veículo.

5.4 Velocidade equivalente ao impacto contra barreira

A deformação sofrida por um veículo submetido a determinado Δv no impacto contra uma barreira rígida é diferente da deformação sofrida pelo mesmo veículo, submetido ao mesmo Δv , no impacto contra outro veículo, porque os tempos de duração dos impactos veículo x veículo e

veículo x barreira são diferentes (Kerckhoff *et al.*,1993). Assim, se um veículo colidir contra outro se deslocando no mesmo sentido, a duração do impacto será maior, a aceleração será menor e, pela Segunda Lei de Newton, a força desenvolvida também será menor do que se o mesmo veículo colidisse contra uma barreira rígida de forma a sofrer o mesmo Δv . Conseqüentemente, a deformação será menor no primeiro caso.

A velocidade equivalente ao impacto contra barreira para o caso de um veículo menor colidindo contra a traseira de um caminhão dotado de pára-choque deformável pode ser calculada como segue. Considerando-se que cada veículo absorve parte da energia cinética, a parcela absorvida pelo veículo menor seria:

$$\Delta E_1 = \left(\frac{c_1}{c_1 + c_2} \right) \cdot \Delta E \quad (5.19)$$

onde:

c_1 = deformação residual do veículo menor

c_2 = deformação residual do pára-choque traseiro do caminhão

ΔE = energia cinética total absorvida no impacto, dada pela Equação 5.13.

A energia cinética absorvida na deformação do mesmo veículo em impacto contra uma barreira rígida seria:

$$\Delta E_b = \frac{m_1 \cdot v^2}{2} \cdot (1 - e_b^2) \quad (5.20)$$

onde:

ΔE_b = energia cinética total absorvida na deformação do veículo no impacto contra barreira

v = velocidade de impacto

e_b = coeficiente de restituição do impacto do veículo contra a barreira.

A deformação do veículo será igual nos dois tipos de impacto quando $\Delta E_1 = \Delta E_b$, e a velocidade equivalente ao impacto contra barreira, a partir daqui simbolizada como v_{eb} , será o v da Equação 5.20. Substituindo-se a Equação 5.13 na Equação 5.19 e igualando-se à Equação 5.20, obtém-se:

$$v_{eb} = v_a \sqrt{\left(\frac{c_1}{c_1 + c_2} \right) \left(\frac{m_2}{m_1 + m_2} \right) \left(\frac{1 - e_c^2}{1 - e_b^2} \right)} \quad (5.21)$$

onde v_a é a velocidade de aproximação entre os veículos e e_c é o coeficiente de restituição do impacto do veículo contra o pára-choque.

Pela Terceira Lei de Newton, a força exercida pelo veículo menor sobre o pára-choque é igual à força exercida por este sobre aquele. Considerando-se que tanto o veículo menor quanto o pára-choque deformam-se de acordo com o modelo de Campbell (1974) e desprezando-se a recuperação elástica, então:

$$k_1 \cdot c_1 = k_2 \cdot c_2 \Rightarrow c_2 = c_1 \cdot \frac{k_1}{k_2} \quad (5.22)$$

onde:

k_1 = rigidez dinâmica do veículo menor. Da Equação 5.3, $k_1 = m_1 \cdot b_1^2$

k_2 = rigidez dinâmica do pára-choque, em kN/m

Então:

$$\frac{c_1}{c_1 + c_2} = \frac{c_1}{c_1 + c_1 \cdot \frac{k_1}{k_2}} = \frac{1}{1 + \frac{k_1}{k_2}} = \frac{k_2}{k_1 + k_2} \quad (5.23)$$

A Equação 5.21 fica, então:

$$v_{eb} = v_a \sqrt{\left(\frac{k_2}{k_1 + k_2}\right) \left(\frac{m_2}{m_1 + m_2}\right) \left(\frac{1 - e_c^2}{1 - e_b^2}\right)} \quad (5.24)$$

5.5 Efeito da frenagem

O equacionamento apresentado até aqui não levou em consideração um eventual processo de frenagem de um ou de ambos os veículos durante o impacto. Uma colisão traseira teria sua severidade aumentada se o veículo da frente estivesse freando e diminuída se a frenagem fosse do veículo de trás. O efeito da frenagem na variação da velocidade dos veículos, considerando-se ambos se movimentando em um terreno plano, pode ser estimado incluindo-se um termo de impulso na Equação 5.4 (Siegmund *et al.*, 1994):

$$m_1 \cdot v_1 + m_2 \cdot v_2 = m_1 \cdot v'_1 + m_2 \cdot v'_2 + F_f \cdot t_f \quad (5.25)$$

onde F_f é a força de frenagem agindo durante a colisão e t_f é o tempo de duração da colisão com frenagem.

A força de frenagem por roda pode ser calculada pela multiplicação da carga vertical aplicada à roda por um coeficiente de frenagem que depende do coeficiente de atrito entre o pneu e o pavimento e da magnitude do escorregamento do mesmo (Buckman, 1998). Admitindo-se que o escorregamento e o coeficiente de atrito não variem de roda para roda, a força total de frenagem será igual ao peso do veículo multiplicado pelo coeficiente de frenagem. No caso em análise, tem-se então:

$$F_f = (\lambda_1 \cdot m_1 + \lambda_2 \cdot m_2) \cdot g \quad (5.26)$$

onde λ_1 e λ_2 são os coeficientes de frenagem para o veículo menor e para o caminhão, respectivamente, m_1 e m_2 são as massas do veículo menor e do caminhão, respectivamente, e g é aceleração da gravidade.

Com a inclusão do efeito da frenagem, as Equações 5.8 a 5.11 ficam:

$$v'_{1f} = \frac{m_1 \cdot v_1 + m_2 \cdot v_2 + m_2 \cdot e_c \cdot (v_2 - v_1) - F_f \cdot t_f}{m_1 + m_2} \quad (5.27)$$

$$v'_{2f} = \frac{m_1 \cdot v_1 + m_2 \cdot v_2 + m_1 \cdot e_c \cdot (v_1 - v_2) - F_f \cdot t_f}{m_1 + m_2} \quad (5.28)$$

$$\Delta v_{1f} = \frac{m_2 \cdot (v_2 - v_1) \cdot (1 + e_c) - F_f \cdot t_f}{m_1 + m_2} \quad (5.29)$$

$$\Delta v_{2f} = \frac{m_1 \cdot (v_1 - v_2) \cdot (1 + e_c) - F_f \cdot t_f}{m_1 + m_2} \quad (5.30)$$

E a Equação 5.13 fica:

$$\Delta E = \frac{m_1 \cdot m_2 \cdot (v_2 - v_1)^2 \cdot (1 - e_c^2) + 2 \cdot F_f \cdot t_f \cdot (m_1 \cdot v_1 + m_2 \cdot v_2) - (F_f \cdot t_f)^2}{2 \cdot (m_1 + m_2)} \quad (5.31)$$

Parte dessa energia será absorvida na deformação dos veículos, e parte será transformada em calor pelo processo de frenagem. Comparando-se as Equações 5.13 e 5.31, observa-se que a

soma da energia transformada em calor e da absorvida adicionalmente na deformação dos veículos (em virtude do aumento da severidade do impacto) é dada por:

$$E_{f+def.ad.} = \frac{2.F_f.t_f.(m_1.v_1 + m_2.v_2) - (F_f.t_f)^2}{2.(m_1 + m_2)} \quad (5.32)$$

Para o cálculo da força agindo nos veículos durante o impacto, é necessário o conhecimento da energia absorvida na deformação das estruturas envolvidas. A Equação 5.31, que inclui a energia transformada em calor pelo processo de frenagem, não é, portanto, adequada. Torna-se necessário, então, separar a parcela de energia absorvida na deformação da parcela transformada em calor. Para tanto, considere-se o processo de frenagem dos veículos sem a ocorrência de colisão. Neste caso, toda a energia cinética será transformada em calor durante a frenagem:

$$E_f = \Delta E_1 + \Delta E_2 = \frac{m_1.(v_1^2 - v_{1fr}^2)}{2} + \frac{m_2.(v_2^2 - v_{2fr}^2)}{2} \quad (5.33)$$

onde:

E_f = energia cinética perdida pelos veículos durante a frenagem

ΔE_1 e ΔE_2 = variação da energia cinética de cada veículo durante a frenagem

v'_{1fr} e v'_{2fr} = velocidades dos veículos depois da frenagem, sem colisão.

A velocidade de um veículo genérico depois da frenagem pode ser calculada como segue:

$$m_n.v_n = m_n.v'_{nfr} + F_{fn}.t_f \Rightarrow v'_{nfr} = v_n - \frac{F_{fn}.t_f}{m_n} \quad (5.34)$$

Sendo $F_{fn} = \lambda_n.m_n.g$ (Equação 5.26), então:

$$v'_{nfr} = v_n - \lambda_n.g.t_f \quad (5.35)$$

Substituindo-se a Equação 5.35 na Equação 5.33, obtém-se:

$$E_f = \frac{m_1}{2} \left(2.v_1.\lambda_1.g.t_f - (\lambda_1.g.t_f)^2 \right) + \frac{m_2}{2} \left(2.v_2.\lambda_2.g.t_f - (\lambda_2.g.t_f)^2 \right) \quad (5.36)$$

A energia cinética absorvida na deformação adicional dos veículos em virtude do processo de frenagem pode ser obtida subtraindo-se a Equação 5.36 da Equação 5.32:

$$E_{def.ad.} = E_{f+def.ad.} - E_f = g.t_f \cdot \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2} \left((\lambda_2 - \lambda_1)(v_1 - v_2) + \frac{g.t_f}{2} (\lambda_1 - \lambda_2)^2 \right) \quad (5.37)$$

Como citado anteriormente, numa colisão traseira a frenagem do veículo da frente aumentará a severidade do impacto, enquanto que a frenagem do veículo de trás diminuirá esta severidade. A condição mais severa ocorrerá quando somente o veículo da frente estiver freando. Como o dimensionamento do pára-choque deve ser baseado nas forças máximas que o dispositivo deverá suportar, o que ocorrerá quando somente o veículo da frente estiver freando, a Equação 5.37 pode ser reduzida a:

$$E_{def.ad.} = g.t_f \cdot \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2} \left(\lambda_2 \cdot (v_1 - v_2) + \frac{g.t_f}{2} \lambda_2^2 \right) \quad (5.38)$$

A energia cinética total absorvida na deformação dos veículos será dada pela soma das Equações 5.13 e 5.38:

$$\Delta E = \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2} \left(\frac{(v_2 - v_1)^2 \cdot (1 - e_c^2)}{2} + g.t_f \cdot \left(\lambda_2 \cdot (v_1 - v_2) + \frac{g.t_f}{2} \lambda_2^2 \right) \right) \quad (5.39)$$

E para o caso de pára-choque rígido, a força média pode ser calculada dividindo-se a Equação 5.36 pela deformação do veículo menor:

$$F_{med} = \frac{m_1 \cdot m_2}{(m_1 + m_2) \cdot c_{1f}} \left(\frac{(v_2 - v_1)^2 \cdot (1 - e_c^2)}{2} + g.t_f \cdot \left(\lambda_2 \cdot (v_1 - v_2) + \frac{g.t_f}{2} \lambda_2^2 \right) \right) \quad (5.40)$$

onde c_{1f} é a deformação do veículo menor na colisão contra um caminhão em processo de frenagem.

A velocidade equivalente ao impacto contra barreira para o caso em que somente o caminhão está freando pode ser obtida substituindo-se a Equação 5.39 na Equação 5.19 e igualando-se à Equação 5.20:

$$v_{ebf} = \sqrt{\left(\frac{c_{1f}}{c_{1f} + c_{2f}} \right) \left(\frac{m_2}{m_1 + m_2} \right) \left(\frac{1}{1 - e_b^2} \right) \left(v_a^2 \cdot (1 - e_c^2) + 2v_a g.t_f \lambda_2 + (g.t_f \lambda_2)^2 \right)} \quad (5.41)$$

onde c_{2f} é a deformação do pára-choque na colisão em que o caminhão encontra-se em processo de frenagem.

Considerando-se que $(1 - e_c^2) \cong 1$, pode-se reescrever a Equação 5.41 como:

$$v_{ebf} = (v_a + gt_f \lambda) \sqrt{\left(\frac{c_{1f}}{c_{1f} + c_{2f}}\right) \left(\frac{m_2}{m_1 + m_2}\right) \left(\frac{1 - e_c^2}{1 - e_b^2}\right)} \quad (5.42)$$

ou

$$v_{ebf} = (v_a + gt_f \lambda) \sqrt{\left(\frac{k_2}{k_i + k_2}\right) \left(\frac{m_2}{m_1 + m_2}\right) \left(\frac{1 - e_c^2}{1 - e_b^2}\right)} \quad (5.43)$$

5.6 Pára-choque deformável

Na colisão de um veículo menor contra um caminhão dotado de um pára-choque rígido quase toda a energia cinética será absorvida pelo primeiro, em virtude da grande diferença de massa entre os dois veículos. Se o pára-choque for deformável, o mesmo absorverá parte da energia, diminuindo assim a severidade do impacto para os ocupantes do veículo menor.

No caso de pára-choque deformável, a Equação 5.2 para o cálculo da força média desenvolvida durante o impacto passa a ser:

$$F_{med} = \frac{m_1 \cdot m_2 \cdot v_a^2}{2 \cdot (m_1 + m_2) \cdot (c_1 + c_2)} \quad (5.44)$$

onde c_2 é a deformação residual do pára-choque. As equações para o cálculo das acelerações médias ficam:

$$a_{1med} = \frac{m_2 \cdot (v_2 - v_1)^2 \cdot (1 - e_c^2)}{2 \cdot (m_1 + m_2) \cdot (c_1 + c_2)} \quad (5.45)$$

$$a_{2med} = \frac{m_1 \cdot (v_2 - v_1)^2 \cdot (1 - e_c^2)}{2 \cdot (m_1 + m_2) \cdot (c_1 + c_2)} \quad (5.46)$$

e o tempo de impacto:

$$t = \frac{2 \cdot (c_1 + c_2) \cdot (1 + e_c)}{(v_2 - v_1) \cdot (1 - e_c^2)} \quad (5.47)$$

A Equação 5.40, que leva em consideração a frenagem do veículo maior, fica:

$$F_{medf} = \frac{m_1 \cdot m_2}{(m_1 + m_2)(c_{1f} + c_{2f})} \left(\frac{(v_2 - v_1)^2 \cdot (1 - e_c^2)}{2} + g \cdot t_f \cdot \left(\lambda_2 \cdot (v_1 - v_2) + \frac{g \cdot t_f}{2} \lambda_2^2 \right) \right) \quad (5.48)$$

Neste caso, as acelerações médias agindo sobre os veículos serão:

$$a_{1medf} = \frac{m_2}{(m_1 + m_2)(c_{1f} + c_{2f})} \left(\frac{(v_2 - v_1)^2 \cdot (1 - e_c^2)}{2} + g \cdot t_f \cdot \left(\lambda_2 \cdot (v_1 - v_2) + \frac{g \cdot t_f}{2} \lambda_2^2 \right) \right) \quad (5.49)$$

$$a_{2medf} = \frac{m_1}{(m_1 + m_2)(c_{1f} + c_{2f})} \left(\frac{(v_2 - v_1)^2 \cdot (1 - e_c^2)}{2} + g \cdot t_f \cdot \left(\lambda_2 \cdot (v_1 - v_2) + \frac{g \cdot t_f}{2} \lambda_2^2 \right) \right) \quad (5.50)$$

A equação de Campbell para o cálculo da força máxima (Equação 5.3) continua idêntica. Os valores de c_1 , porém, deveriam ser menores do que no impacto contra um pára-choque rígido.

A deformação do pára-choque já é considerada no cálculo da velocidade equivalente ao impacto contra barreira aqui apresentado (Equação 5.19). Reznitzer (1997), porém, deduziu uma equação para v_{eb} baseada na quantidade de energia absorvida pelo pára-choque E_{abs} e válida para impacto perfeitamente plástico:

$$v_{eb} = \sqrt{\left(\frac{m_1 \cdot m_2 \cdot v_a^2}{2 \cdot (m_1 + m_2)} - E_{abs} \right) \cdot \frac{2}{m_1}} \quad (5.51)$$

O inconveniente do emprego da Equação 5.51 é que, para velocidades de impacto abaixo de um determinado valor, não se pode garantir que toda a capacidade de absorção de energia do pára-choque será aproveitada. Em tal caso, o emprego dessa equação resultará em um valor subestimado de v_{eb} . Tomando por base essa equação, Reznitzer *et al.* (1996) preconizaram que a capacidade de absorção de energia do pára-choque deveria estar acima de 40-60 kJ para produzir benefícios significativos no impacto de veículos com massas entre 800 e 1.800 kg.

A variação da força desenvolvida durante o impacto contra um pára-choque deformável pode ser modelada de duas maneiras. No primeiro modelo, a força aumentaria linearmente com a

deformação, similarmente ao proposto por Campbell (1974) para a relação entre força e deformação em automóveis (Figura 5.3a). No segundo, aplicável a pára-choques intencionalmente construídos com módulos absorvedores de energia, a força permaneceria constante durante a deformação desses módulos (Figura 5.3b). O segundo modelo permite a absorção de maior quantidade de energia, mas necessita de uma força mínima para que a deformação seja ativada. Se essa força mínima de ativação for muito alta, o pára-choque se tornará muito rígido para impactos a baixas velocidades, e se for muito baixa, a absorção de energia poderá ser insuficiente. Exemplos de pára-choques absorvedores de energia projetados segundo este modelo são citados no Capítulo 3 do presente trabalho (Penoyre e Riley, 1984; Rechnitzer *et al.*, 1996; Menezes, 2004).

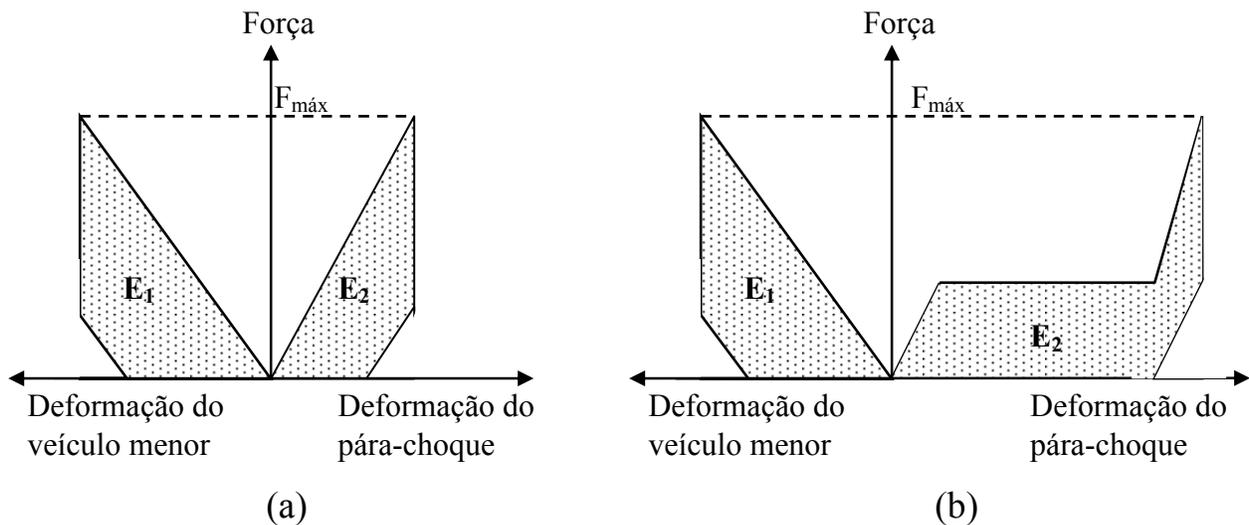


Figura 5.3: Representação esquemática das curvas de força versus deformação (do pára-choque e do veículo menor) para os dois modelos de deformação do pára-choque: (a) deformação linear segundo o modelo de Campbell (1974); (b) deformação a força constante. E_1 = energia absorvida na deformação do veículo menor, E_2 = energia absorvida na deformação do pára-choque.

5.7 Impacto fora de centro

Nas colisões fora de centro (*offset*) os veículos envolvidos tendem a adquirir movimento de rotação durante e após o impacto. Essa rotação pós-impacto depende da diferença de velocidade entre os veículos antes do impacto, das propriedades inerciais dos veículos e da localização da

linha de ação do impulso (fração de *offset*). Durante o impacto, uma velocidade comum aos dois veículos é alcançada na região de contato, e não no centro de gravidade dos mesmos (McHenry, 1975), e a aceleração agindo nessa região é diferente da que age nos centros de gravidade dos veículos (Huang, 2002). Assumindo-se a simplificação de que os centros de rotação dos veículos coincidam com os seus centros de gravidade após um impacto fora de centro, as equações da conservação da quantidade de movimento angular e da energia seriam (desconsiderando-se a frenagem e o escorregamento lateral dos pneus durante o movimento de rotação dos veículos):

$$m_1 \cdot v_1 \cdot h_1 + m_2 \cdot v_2 \cdot h_2 = m_1 \cdot v'_1 \cdot h_1 + m_2 \cdot v'_2 \cdot h_2 + K_1^2 \cdot m_1 \cdot \omega_1 + K_2^2 \cdot m_2 \cdot \omega_2 \quad (5.52)$$

$$\frac{m_1 \cdot v_1^2}{2} + \frac{m_2 \cdot v_2^2}{2} = \frac{m_1 \cdot v_1'^2}{2} + \frac{m_2 \cdot v_2'^2}{2} + \frac{K_1^2 \cdot m_1 \cdot \omega_1^2}{2} + \frac{K_2^2 \cdot m_2 \cdot \omega_2^2}{2} + \Delta E \quad (5.53)$$

onde:

K_1 = raio de giração do veículo menor

K_2 = raio de giração do veículo maior

ω'_1 = velocidade angular adquirida pelo veículo menor após o impacto

ω'_2 = velocidade angular adquirida pelo veículo maior após o impacto

h_1 = braço de alavanca do impulso do impacto no veículo menor (Figura 5.4)

h_2 = braço de alavanca do impulso do impacto no veículo maior (Figura 5.4)

ΔE = energia cinética total absorvida na deformação dos veículos.

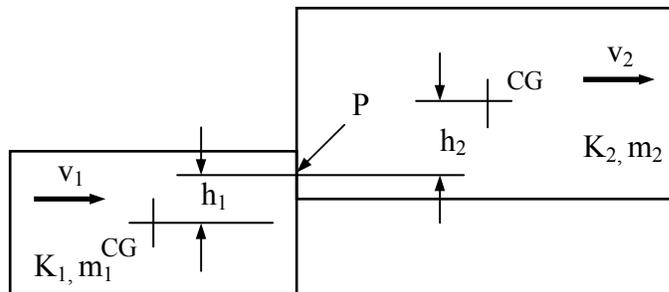


Figura 5.4: Representação esquemática de uma colisão em *offset*. P é o ponto de velocidade longitudinal comum aos dois veículos durante a colisão, e CG o centro de gravidade dos veículos.

A partir da situação ilustrada na Figura 5.4 pode-se deduzir uma expressão para energia cinética absorvida na deformação dos veículos (a dedução está na Seção A.3 do Apêndice A):

$$\begin{aligned}\Delta E &= \frac{\phi_1 \cdot m_1 \cdot (\Delta v_{P1})^2}{2} \cdot \left(1 + \frac{\phi_1 \cdot m_1}{\phi_2 \cdot m_2}\right) \\ &= \frac{\phi_2 \cdot m_2 \cdot (\Delta v_{P2})^2}{2} \cdot \left(1 + \frac{\phi_2 \cdot m_2}{\phi_1 \cdot m_1}\right)\end{aligned}\quad (5.54)$$

onde:

$$\phi_n = \frac{K_n^2}{K_n^2 + h_n^2} \quad (5.55)$$

K_n = raio de giração do veículo n

Δv_{Pn} = variação de velocidade do ponto P no veículo n durante o impacto

h_n = braço de alavanca do impulso do impacto no veículo.

As Equações 5.52 a 5.54 podem ser úteis na reconstrução de acidentes reais, quando o conhecimento da posição final dos veículos fornece elementos para o cálculo das velocidades pós-impacto. Em uma colisão hipotética, o desconhecimento dessas velocidades impede o emprego dessas equações na estimativa da energia absorvida durante a deformação dos veículos. É óbvio que essa energia atinge um valor máximo no caso de impacto centrado, reduzindo-se até zero conforme aumenta a excentricidade do impacto. Essa variação ocorre tanto no impacto de veículo contra veículo quanto no de veículo contra barreira rígida. No caso do impacto contra barreira rígida, se o choque for considerado como totalmente inelástico, então Δv_P será igual à própria velocidade de impacto v_a do veículo, pois o ponto P atingirá o repouso no contato com a barreira, enquanto que o centro de gravidade do veículo continuará se movimentando. Assim, pode-se estimar a energia absorvida na deformação de um veículo colidindo em *offset* contra uma barreira rígida a partir da Equação 5.54, considerando-se $m_2 = \infty$:

$$\Delta E = \frac{m}{2} \cdot \phi \cdot \Delta v_P^2 = \phi \cdot \frac{m \cdot v_a^2}{2} \quad (5.56)$$

onde:

m = massa do veículo

v_a = velocidade de aproximação do veículo.

Segundo a Equação 5.56, a energia cinética absorvida no impacto em *offset* contra barreira é igual à energia cinética absorvida no impacto centrado multiplicada por ϕ (calculado segundo a

Equação 5.55). Ou seja, ϕ representaria a fração de energia cinética absorvida em um impacto em *offset* em relação à que seria absorvida no impacto centrado. Portanto:

$$\phi = \frac{\Delta E_{offset}}{\Delta E_{centrado}} \quad (5.57)$$

Teoricamente, ϕ deveria variar entre 0 e 1. De fato, da Equação 5.55 resulta que $\phi = 1$ quando $h = 0$, mas ϕ só será igual a 0 quando h for infinito, indicando que as Equações 5.56 e 5.57 são válidas somente para pequenas excentricidades. Na Figura 5.5 está plotada a curva ϕ (calculado de acordo com a Equação 5.55) versus porcentagem de *offset* (linha tracejada). Considerou-se como 100% o impacto em que toda a largura do veículo colide contra o obstáculo. Os valores de raios de giração e de larguras de veículos utilizados no cálculo foram obtidos na base de dados do programa de reconstrução de acidentes CRASH3 para as categorias mini, subcompacto, compacto, intermediário, grande, luxo e van (Huang, 2002). Cada ponto plotado na figura corresponde a um ϕ calculado para cada uma dessas categorias. Na Figura 5.5 nota-se claramente que a aplicação da Equação 5.56 resulta em valores irrealistas quando o *offset* tende a 0%. A Figura 5.5 apresenta também uma reta que representa uma variação linear da fração de energia absorvida com a porcentagem de *offset* (linha pontilhada), variação que ocorreria num caso ideal em que o veículo não adquirisse movimento de rotação após o impacto e a sua região deformada se limitasse à sua largura de contato com a barreira. A curva de variação linear e a curva ajustada através dos valores calculados para ϕ representariam os limites teóricos da fração de energia absorvida em função do *offset*, sendo que o valor real deveria necessariamente situar-se entre essas duas curvas. As condições de contorno do problema (para $x = 0\% \rightarrow \Delta E_{offset} = 0$ e para $x = 100\% \rightarrow \Delta E_{offset} = \Delta E_{centrado}$) permitem supor que uma equação que tenha a forma ($\Delta E_{offset} = x^{1/n} \cdot \Delta E_{centrado}$) poderia fornecer uma boa aproximação para o valor real da fração de energia absorvida. Considerando-se que no presente trabalho a análise da influência do *offset* na energia absorvida, e conseqüentemente na força desenvolvida no impacto, tem por objetivo fornecer uma estimativa da resistência necessária das extremidades do pára-choque, que essa estimativa envolve uma série de aproximações e considerações que tornam impossível chegar-se a um valor “exato”, como será visto nas secções seguintes, e que não foram encontrados dados de *crash tests* que possibilitariam a estimativa desses valores, pode-se admitir como aceitáveis os valores obtidos quando se escolhe $n = 2$, ou $\Delta E_{offset} = x^{1/2} \cdot \Delta E_{centrado}$. A curva referente à equação:

$$\Delta E_{offset} = x^{1/2} \cdot \Delta E_{centrado} \quad (5.58)$$

onde x é a fração de *offset* (entre 0 e 1), também está plotada na Figura 5.5 (linha cheia).

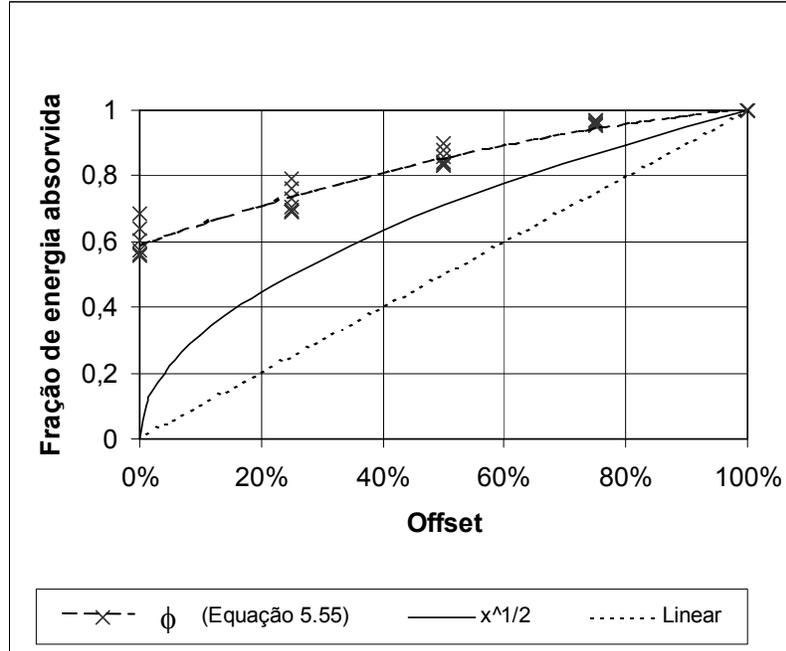


Figura 5.5: Curvas de fração de energia cinética absorvida versus porcentagem de *offset*.

Sendo o trabalho realizado pela força de deformação igual à energia cinética absorvida na deformação (Equação A.7), então:

$$F_{offset} = \frac{\Delta E_{offset}}{C_{offset}} = x^{1/2} \cdot \frac{\Delta E_{centrado}}{C_{offset}} \quad (5.59)$$

$$\frac{F_{offset}}{F_{centrado}} = \frac{\Delta E_{offset} \cdot C_{centrado}}{\Delta E_{centrado} \cdot C_{offset}} = x^{1/2} \cdot \frac{C_{centrado}}{C_{offset}} \quad (5.60)$$

onde:

$F_{centrado}$ = força média desenvolvida no impacto centrado

F_{offset} = força média desenvolvida no impacto em *offset* à mesma velocidade

$C_{centrado}$ = deformação total dos veículos no impacto centrado

C_{offset} = deformação total dos veículos no impacto em *offset* à mesma velocidade.

No impacto em *offset* a deformação não é uniforme, mas sim irregular, sendo calculada para cada veículo como (Campbell, 1974):

$$c_{offset} = \int_0^w c(w)dw \quad (5.61)$$

onde w é a largura do veículo.

O valor da relação $c_{centrado}/c_{offset}$ é desconhecido, e provavelmente varia com a velocidade de impacto. Na colisão de um veículo leve contra o pára-choque traseiro de um caminhão, o veículo menor deverá sofrer maior deformação no impacto centrado do que em *offset*. Com o pára-choque deverá ocorrer o contrário, devido à sua forma construtiva, o que sugere um certo efeito compensatório. Em virtude da escassez de dados de *crash tests* realizados com os mesmos veículos, às mesmas velocidades, em impactos centrados e em vários graus de *offset*, que permitissem uma comparação entre as forças e as deformações produzidas em cada caso (na base de dados da NHTSA (2007), que contém dados de cerca de cinco mil *crash tests*, não foi encontrado nenhum realizado em *offset* com barreira instrumentada), optar-se-á, como uma primeira aproximação, por considerar $c_{centrado}/c_{offset} = 1$. Sendo assim:

$$F_{offset} = x^{1/2} \cdot F_{centrado} \quad (5.62)$$

5.8 Estimativas dos requisitos mínimos de resistência para os pára-choques

Com o objetivo de se obter uma estimativa dos requisitos mínimos de resistência mecânica a que um pára-choque deveria atender, procedeu-se ao cálculo da força exercida pelo impacto centrado de diferentes veículos contra pára-choques hipotéticos de diferentes rigidezes dinâmicas, instalados em caminhões hipotéticos de diferentes massas, a uma diferença de velocidade entre os veículos igual a 50 km/h. Os cálculos foram realizados utilizando-se o equacionamento apresentado neste capítulo. Considerou-se que os pára-choques deformavam-se linearmente em função da força aplicada, conforme a Figura 5.3(a) e o modelo de Campbell (1974) para automóveis. Foram considerados nos cálculos pára-choques com as seguintes rigidezes (ou elasticidades): infinita (0,00 mm/kN); 2.000 kN/m (0,50 mm/kN); 1.000 kN/m (1,00 mm/kN); 500 kN/m (2,00 mm/kN); 375 kN/m (2,67 mm/kN) e 250 kN/m (4,00 mm/kN). Foram considerados caminhões com as seguintes massas: 5.000 kg, 10.000 kg, 20.000 kg e 40.000 kg.

Foram escolhidos sete automóveis de diferentes faixas de massa e tamanho. O critério para a escolha do veículo dentro de cada faixa foi a quantidade de resultados de *crash tests* disponíveis no banco de dados da NHTSA (2007), ou seja, foram escolhidos os veículos que apresentavam maior número de testes disponíveis, o que propiciaria melhor qualidade no cálculo dos coeficientes da fórmula de Campbell (1974). Por esse motivo não foram escolhidos os mais recentes lançamentos da indústria automotiva. E não foram utilizados resultados de *crash tests* de veículos de fabricação brasileira por serem esses dados confidenciais. Foram escolhidos os seguintes veículos (com as respectivas faixas de anos de fabricação e massas médias): Daihatsu Charade 1988 a 1989 (1.011 kg), Ford Escort 1981 a 1985 (1.108 kg), Honda Civic 1999 a 2002 (1.310 kg), Nissan Altima 1993 a 2002 (1.546 kg), Ford Taurus 1998 a 2004 (1.722 kg), Acura 3.5 RL 1999 (1.889 kg) e Chevrolet Blazer 1997 a 2002 (2.144 kg). Empregou-se o seguinte procedimento de cálculo (Anexo I):

1. Coleta de dados no banco de dados de *crash tests* da NHTSA (2007), exceto para o veículo Ford Escort, cujos dados foram obtidos de Kerkhoff *et al.* (1993). Condições dos testes de interesse: impacto perpendicular e centrado contra barreira rígida. Dados coletados: velocidade de impacto, massa, deformação residual, distância entre o pára-choque dianteiro do veículo de teste e o seu *firewall* e os seus pilares A e largura do veículo. Como os veículos de um mesmo tipo tinham massas diferentes e os cálculos foram efetuados com base na massa média, foi aplicada uma correção às deformações residuais, multiplicando-as por (Campbell, 1974):

$$\text{correção } i = \sqrt{\frac{\text{massa média dos veículos}}{\text{massa do veículo } i}} \quad (5.63)$$

2. Construção de um gráfico de velocidade de impacto versus deformação residual corrigida. Utilizando-se o programa MS Excel, ajuste de uma reta do tipo $v = b_0 + b_1 \cdot c$ passando obrigatoriamente pelo ponto: ($v_{\text{impacto}} = 8 \text{ km/h [2,22 m/s]}$, $c = 0$), ou seja, com $b_0 = 2,22$. Obtenção do valor de b_1 através do programa MS Excel. Cálculo da rigidez do veículo ($k = m \cdot b_1^2$).

3. Cálculo das seguintes grandezas, considerando-se que nenhum dos veículos esteja freando e que a diferença de velocidade entre eles (v_a) seja de 50 km/h:

- Velocidade equivalente ao impacto contra barreira rígida v_{eb} (Equação 5.24). Com base nos dados apresentados por Kerkhoff *et al.* (1993), assumiu-se $e_b = 0,07$ (Figura 5.2) e $e_c = 0,1$.
- Deformação do veículo menor c_1 (Equação A.14).
- Deformação do pára-choque c_2 (Equação 5.22).
- Deformação total c_{tot} (soma das duas deformações calculadas).
- Variação de velocidade sofrida pelo veículo menor Δv_1 (Equação 5.10).
- Aceleração média sofrida pelo veículo menor durante o impacto a_{1med} (Equação 5.46).
- Tempo de duração do impacto t (Equação 5.47).
- Força média agindo no pára-choque durante o impacto F_{med} (Equação 5.44).
- Força máxima agindo no pára-choque durante o impacto F_{max} (Equação 5.3).
- Aceleração máxima sofrida pelo veículo menor a_{1max} , calculada dividindo-se a força máxima pela massa do veículo.
- Influência da massa do caminhão na força máxima de impacto, determinada pela relação entre a força máxima para um determinado caminhão e a força máxima para um caminhão de 40.000 kg ($F_{max \text{ n kg}}/F_{max \text{ 40000 kg}}$).

4. Recálculo das grandezas considerando-se agora o pior caso, ou seja, com o caminhão freando e o veículo menor não freando:

- Velocidade equivalente ao impacto contra barreira rígida v_{ebf} (Equação 5.43). Adotou-se o coeficiente de frenagem do caminhão $\lambda_2 = 0,9$ (Buckman, 1998), correspondente à máxima eficiência de frenagem. Utilizou-se inicialmente o tempo de duração do impacto calculado para o caso em que não foi considerada a frenagem.
- Deformação do veículo menor c_{1f} (Equação A.14).
- Deformação do pára-choque c_{2f} (Equação 5.22).
- Deformação total c_{totf} (soma das duas deformações calculadas).
- Força de frenagem F_f (Equação 5.26).
- Variação de velocidade sofrida pelo veículo menor Δv_{1f} (Equação 5.29).

- Aceleração média sofrida pelo veículo menor durante o impacto a_{1medf} (Equação 5.49).
- Tempo de duração do impacto com frenagem do caminhão t_f , calculado dividindo-se a variação de velocidade sofrida pelo veículo menor pela sua aceleração média.
- Comparação entre os tempos de impacto calculados para o caso sem frenagem e com frenagem. Se a diferença for maior ou igual a 1 ms, procede-se ao recálculo da velocidade equivalente ao impacto contra barreira rígida utilizando-se o último tempo de impacto calculado. Recalculam-se todas as demais grandezas listadas acima, até obter-se um novo tempo de impacto, que é comparado com o tempo anterior. Repete-se o processo até que a diferença entre dois tempos de impacto calculados subsequenteiramente seja menor do que 1 ms, quando então se calculam as forças.
- Força média agindo no pára-choque durante o impacto F_{medf} (Equação 5.48).
- Força máxima agindo no pára-choque durante o impacto F_{maxf} (Equação 5.3).
- Aceleração máxima sofrida pelo veículo menor a_{1maxf} , calculada dividindo-se a força máxima pela massa do veículo.
- Relação entre as forças máximas com e sem frenagem do caminhão (F_{maxf}/F_{max}). A influência da massa do caminhão na força máxima ($F_{maxf}/F_{maxf\ 40000\ kg}$) foi omitida por ser praticamente idêntica ao caso em que não é considerada a frenagem do caminhão.

Esses cálculos são válidos somente para impactos ocorrendo na altura da estrutura resistente do veículo menor, ou seja, com pára-choques a cerca de 400 mm de altura em relação ao pavimento. Se a colisão ocorrer acima da estrutura resistente do veículo, os coeficientes da fórmula de Campbell (1974) serão menores, como demonstrado por Marine *et al.* (2002), e conseqüentemente as forças desenvolvidas serão menores e a penetração sob o caminhão será maior.

No Anexo I são apresentados o fluxograma de cálculo e os resultados individuais para cada veículo, bem como para um hipotético veículo “médio”. Embora não existam dados de *crash tests* que confirmem os resultados desses cálculos, os mesmos mostraram-se coerentes com os dados experimentais citados no Capítulo 3, podendo ser considerados adequados para a obtenção de **estimativas** das forças desenvolvidas no impacto. Alguma incoerência nos resultados pode ser

observada somente nos cálculos referentes à força máxima desenvolvida no impacto contra pára-choques de baixa rigidez, provavelmente pelo fato de terem sido utilizados dados obtidos em impactos contra barreira rígida a 48-56 km/h, enquanto que no caso de impactos contra pára-choques de baixa rigidez as velocidades equivalentes v_{eb} resultaram em valores sensivelmente inferiores.

Os resultados apresentados nas tabelas do Anexo I indicam que a colisão contra a traseira de um caminhão em processo de frenagem com máxima eficiência eleva de 3 a 9% a força máxima desenvolvida no impacto. Embora seja um incremento relativamente pequeno, a sua consideração nos cálculos favorece o lado da segurança. Por conta disso, os resultados apresentados a seguir serão sempre referentes a uma colisão em que o caminhão encontra-se em processo de frenagem. Os dados do Anexo I indicam também que a força máxima desenvolvida na colisão contra a traseira de um caminhão de 5.000 kg alcança de 86% a 92% daquela desenvolvida na colisão contra um de 40.000 kg, demonstrando a pouca influência da massa do caminhão. Por outro lado, a rigidez dinâmica do pára-choque exerce influência considerável sobre a força de impacto, sendo que um pára-choque bastante elástico pode reduzi-la à metade em relação a um totalmente rígido. Esses fatos podem ser observados nas Figuras 5.6 e 5.7. A primeira apresenta as curvas de força de impacto versus massa do caminhão referentes aos veículos que produziram os maiores valores (Ford Taurus, no caso de pára-choques de maior rigidez; Chevrolet Blazer, no caso de pára-choques de menor rigidez) e referentes a um hipotético veículo “médio”. A segunda mostra as curvas de força versus elasticidade do pára-choque para os mesmos dados plotados na Figura 5.6. Esses dados revelam o erro de se prescrever pára-choques com resistências diferentes de acordo com a massa do caminhão, na faixa considerada neste estudo (5.000-40.000 kg), como já haviam observado Beermann (1984) e Rechnitzer (1993). Confirmam também o acerto da nova norma canadense em prescrever diferentes valores de resistência segundo a rigidez do pára-choque (ver Secção 2.3).

A Figura 5.8 mostra a variação da penetração relativa do veículo menor sob o caminhão (razão entre a penetração do veículo sob o caminhão – calculada como sendo a soma de sua deformação c_1 e da deformação do pára-choque c_2 – e a distância entre seu pára-choque dianteiro e seu *firewall*) em função da massa do veículo menor e da rigidez do pára-choque, tanto para o

veículo que apresentou maior penetração relativa quanto para o hipotético veículo “médio”. Embora fosse o mais leve dentre os veículos considerados, o Daihatsu Charade apresentou maior penetração relativa, devida à pequena distância entre o seu pára-choque dianteiro e o seu *firewall*.

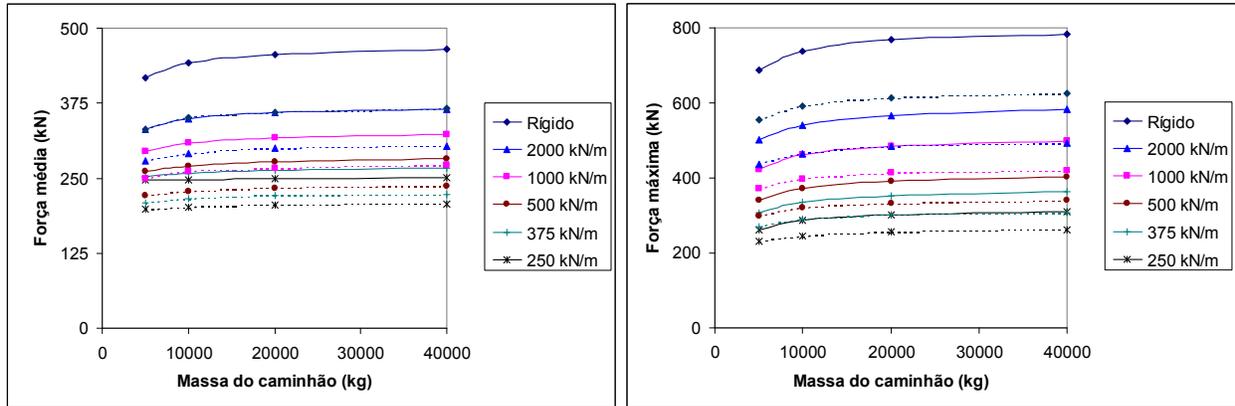


Figura 5.6: Forças de impacto média e máxima versus massa do caminhão para diferentes rigidezes do pára-choque, calculadas para o caminhão em processo de frenagem. Linhas contínuas: valores máximos para cada rigidez, entre os veículos considerados; tracejadas: valores calculados para o hipotético veículo “médio”.

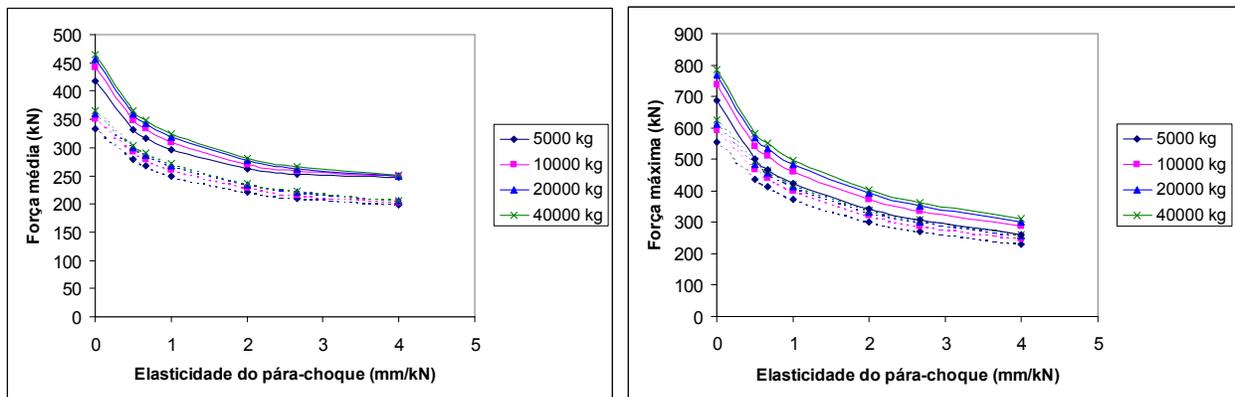


Figura 5.7: Forças de impacto médias e máximas versus elasticidade do pára-choque para diferentes massas do caminhão, calculadas para o caminhão em processo de frenagem. Linhas contínuas: valores máximos para cada massa de caminhão, entre os veículos considerados; tracejadas: valores calculados para o hipotético veículo “médio”.

A Figura 5.9 mostra todas as curvas de força máxima de impacto versus massa do caminhão, obtidas para todos os veículos e rigidezes de pára-choque considerados. Os valores

variaram entre um mínimo de 183 kN, referente a um Daihatsu Charade colidindo contra um caminhão de 5.000 kg equipado com um pára-choque com 250 kN/m de rigidez dinâmica, até um máximo de 784 kN, referente a um Ford Taurus colidindo contra um caminhão de 40.000 kg equipado com um pára-choque totalmente rígido.

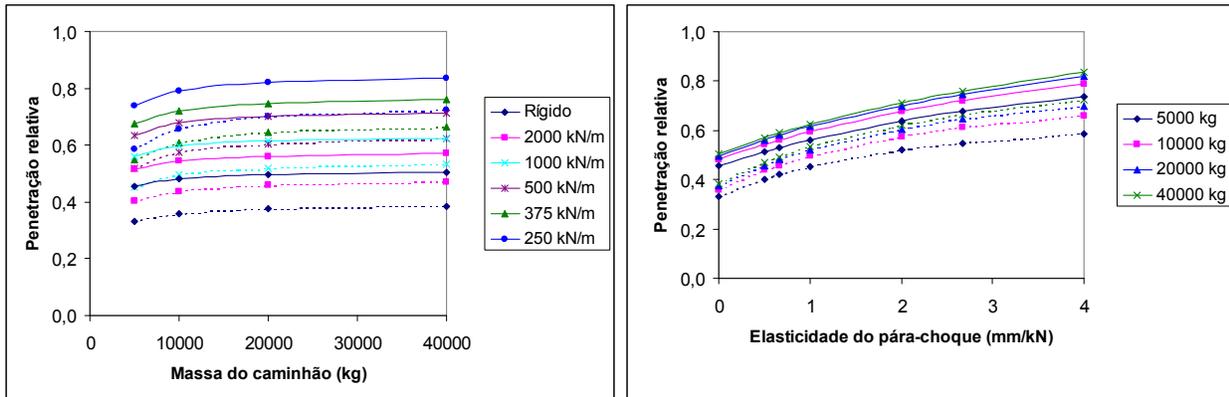


Figura 5.8: Penetração relativa versus massa do caminhão e elasticidade do pára-choque para impactos com o caminhão em processo de frenagem. Linhas contínuas: valores para o veículo que apresentou maior penetração relativa (Daihatsu Charade); linhas tracejadas: valores calculados para o hipotético veículo “médio”.

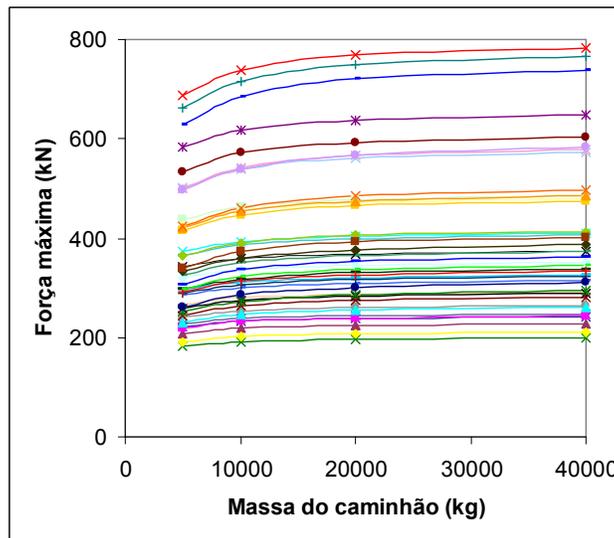


Figura 5.9: Curvas de força de impacto máxima versus massa do caminhão para todos os veículos e rigidezes de pára-choque considerados.

As Figuras 5.6 a 5.9 mostram que é impossível definir-se um valor de resistência único para os pára-choques que atenda a todos os tipos de veículos em circulação. Ao se definir a resistência mínima a ser atendida por um pára-choque, torna-se necessário optar entre um valor máximo, que ofereceria resistência ao impacto de qualquer tipo de veículo, ou um valor médio, que resultaria numa solução de compromisso, produzindo pára-choques menos eficientes para veículos mais pesados. Como muito dificilmente se construiria um pára-choque totalmente rígido, pode-se considerar que as forças calculadas para um pára-choque com 2.000 kN/m de rigidez dinâmica estariam mais próximas dos valores máximos que se poderia encontrar em colisões reais nas quais a diferença de velocidade entre os veículos fosse igual a 50 km/h. Nessas condições, o maior valor da força máxima de impacto é alcançado na colisão de um veículo Chevrolet Blazer contra a traseira de um caminhão de 40.000 kg que esteja em processo de frenagem: 583 kN. Nas mesmas condições, o hipotético veículo “médio” produziria uma força máxima de 493 kN. No caso de impactos com 50% de *offset*, de acordo com a Equação 5.62, as forças máximas aplicadas ao pára-choque seriam de 412 kN e 349 kN respectivamente.

5.9 Métodos de ensaio

O modo mais efetivo de se verificar a eficiência de um pára-choque é realizando-se um *crash test* com o dispositivo montado diretamente no caminhão. Nesse teste verifica-se não somente resistência mecânica do pára-choque, como também a influência da sua posição geométrica, a eficiência de sua fixação e a capacidade do chassi do caminhão em suportar o impacto. O *crash test* permite verificar a capacidade de um determinado pára-choque, montado em um caminhão específico, resistir ou não ao impacto de um veículo menor. Porém, é um ensaio consideravelmente oneroso. Alternativamente podem ser realizados *crash tests* com o pára-choque fixado em uma bancada rígida, mas esta opção é quase tão onerosa quanto no caso em que são usados caminhões e ainda há a desvantagem de se impedir a ocorrência do efeito de cunha descrito no Capítulo 4 deste trabalho. Assim, um pára-choque bem sucedido num *crash test* deste tipo poderia fracassar quando montado em um determinado caminhão.

O método mais simples e de menor custo para testar pára-choques, e por isso o mais popular, é o prescrito em todas as regulamentações sobre o assunto, o teste estático de aplicação

de forças. Exceto pela norma canadense CMVSS 223 (Transport Canada, 2004), que admite a aplicação de uma força distribuída ao longo da travessa principal do pára-choque, todas as demais regulamentações prescrevem a aplicação de força em três pontos definidos. Essa aplicação pontual das forças facilita a realização do ensaio, mas o torna menos fiel ao que acontece em um impacto real. O teste estático pode ser realizado tanto com o pára-choque fixado no caminhão quanto em uma bancada rígida. Os resultados, porém, podem ser bem diferentes. O primeiro caso reflete melhor o que aconteceria em um impacto real, porém uma eventual deformação do chassi do caminhão poderia mascarar uma possível fragilidade do pára-choque ou de seus elementos de fixação. Já o ensaio realizado em bancada permite a verificação correta da resistência estática do pára-choque e de seus elementos de fixação, mas um pára-choque aprovado nesse teste poderia ser ineficiente se montado em um chassi sem resistência suficiente. A principal limitação do teste estático está na determinação da correlação entre as forças aplicadas ao pára-choque e as forças que ocorrem em um impacto real. Na Seção 5.10 tentar-se-á correlacionar as forças estimadas no Anexo A com as forças apropriadas ao teste estático.

Uma solução intermediária entre o *crash test* e o teste estático seria um ensaio em que um pêndulo ou bloco de aço rígido (ensaio do pêndulo ou de coluna, respectivamente), com largura semelhante à largura de um automóvel, fosse abandonado a partir de uma certa altura até atingir o pára-choque, que estaria fixado a uma estrutura rígida. A velocidade do pêndulo ou bloco ao atingir o pára-choque seria:

$$v_p = \sqrt{2 \cdot g \cdot y_{tot}} \quad (5.64)$$

onde:

v_p = velocidade do pêndulo ou bloco ao atingir o pára-choque

g = aceleração da gravidade

y_{tot} = distância vertical percorrida pelo centro de massa do pêndulo ou bloco entre o momento em que o mesmo é solto e o momento em que há o impacto contra o pára-choque.

Parte da energia cinética do bloco ou pêndulo seria consumida na deformação do pára-choque:

$$\Delta E_2 = m_p \cdot g \cdot (y_{tot} - y_{reb}) \quad (5.65)$$

onde:

ΔE_2 = parcela da energia cinética do pêndulo ou bloco consumida na deformação do pára-choque

m_p = massa do pêndulo ou bloco

y_{reb} = distância vertical percorrida pelo centro de massa do pêndulo ou bloco entre o momento de impacto contra o pára-choque e o ponto mais alto atingido no seu rebote.

O impacto de um pêndulo ou bloco de massa m_p a velocidade v_p contra um pára-choque não é equivalente ao impacto de um veículo de massa m_p contra o mesmo pára-choque e à mesma velocidade, porque no primeiro caso somente o pára-choque sofrerá deformação, enquanto que no segundo a deformação do veículo também absorverá parte da energia cinética inicial. Em conseqüência, no primeiro caso o impacto será mais severo do que no segundo. O ensaio com o pêndulo seria então equivalente ao impacto de um veículo rígido contra o pára-choque. Ou, colocando-se o referencial no pêndulo ou bloco, a um ensaio em que um pára-choque fixado a uma estrutura móvel com massa igual a m_p atingisse, à velocidade v_p , um obstáculo rígido e fixo. No caso da colisão de um veículo real contra um pára-choque fixado na traseira de um caminhão, a energia cinética consumida na deformação do pára-choque é dada por:

$$\Delta E_2 = \left(\frac{c_2}{c_1 + c_2} \right) \Delta E \quad (5.66)$$

Substituindo-se a Equação 5.13 (energia cinética total perdida num impacto veículo x pára-choque) na Equação 5.66 e igualando-se à Equação 5.65, obtém-se:

$$v_a = \sqrt{\frac{2 \cdot m_p \cdot g \cdot (y_{tot} - y_{reb})}{(1 - e_c^2)} \left(\frac{c_1 + c_2}{c_2} \right) \left(\frac{m_1 + m_2}{m_1 \cdot m_2} \right)} \quad (5.67)$$

A Equação 5.67 indica que o impacto de um pêndulo ou bloco de massa m_p , caindo de uma altura y_{tot} , provocando uma deformação c_2 no pára-choque e retornando a uma altura y_{reb} , equivale ao impacto de um veículo de massa m_1 colidindo a velocidade v_a e com um coeficiente de restituição e_c contra o mesmo pára-choque montado em um caminhão de massa m_2 . O maior inconveniente no emprego deste método está na dificuldade de se estimar a deformação c_1 do veículo. O termo $(1 - e_c^2)$ pode ser desprezado por ser muito próximo de 1 para impactos acima de 30 km/h, conforme discutido na Secção 5.2.

5.10 Definição das forças para o ensaio estático

Na Secção 5.8 estimou-se que a máxima força desenvolvida na colisão de um hipotético veículo “médio”, a um Δv de 50 km/h, contra um pára-choque com rigidez dinâmica igual a 2.000 kN/m, fixado em um caminhão de 40.000 kg freando com a máxima eficiência seria, no caso de impacto centrado, igual a 493 kN, e no caso de impacto a 50 % de *offset*, igual a 349 kN. Essas forças, porém, referem-se a uma condição dinâmica de deformação do material, sendo as suas magnitudes diferentes no caso de deformação quase estática. Beermann (1984) demonstrou experimentalmente que, devido ao encruamento sofrido pelo material durante o impacto (e também ao amortecimento viscoelástico, não citado pelo pesquisador), a força dinâmica necessária para deformar axialmente estruturas tubulares de aço é em média 50% maior do que a força estática necessária para produzir a mesma deformação. Beermann obteve valores de força dinâmica entre 30 e 56% maiores que os da força estática para velocidades de impacto variando entre 30 e 50 km/h. Huang (2002) cita forças dinâmicas de 30 a 50% maiores que as estáticas para taxa de deformação de 48 km/h. Esse comportamento também é observado em outros materiais, como ligas de alumínio (Lee *et al.*, 1999), polímeros (Hill e Sjöblom, 1998) e materiais compostos (Huang, 2002). Aplicando-se o fator de 1,5 – sugerido por Beermann (1984) para o aço – à força dinâmica para impacto centrado de 493 kN, citada acima, obtém-se uma força estática de 329 kN, o que significa que um pára-choque de aço capaz de resistir a essa força estática, aplicada de forma distribuída em sua travessa principal, deveria ser capaz de resistir a um impacto centrado com as características citadas no início deste parágrafo. No impacto a 50% de *offset* a força estática seria de 232 kN, de acordo com a Equação 5.62.

Uma força estática de 329 kN, aplicada de forma distribuída sobre toda a travessa principal de um pára-choque apoiado em dois pontos simétricos ao plano longitudinal médio do caminhão, produziria uma reação de 164,5 kN em cada apoio. Mas como usualmente a largura do caminhão é maior do que a do veículo menor, na maior parte dos casos a força de impacto agirá de forma não simétrica na travessa principal. Considere-se o caso em que o veículo “médio” da Secção 5.8 colide com 100% de contato contra um pára-choque bi-apoiado, mas com uma de suas extremidades laterais alinhada com uma das extremidades do pára-choque (Figura 5.10). Considere-se o comprimento da travessa principal do pára-choque como igual a 2,4 m (o maior

possível, de acordo com a Resolução CONTRAN No. 805/95 (CONTRAN, 1995), que permite um recuo lateral de 0,1 m de cada lado do pára-choque, e a Resolução CONTRAN No. 12/98 (CONTRAN, 1998), que estabelece a largura máxima dos veículos como sendo de 2,6 m), a largura do veículo “médio” como igual a 1,717 m (média das larguras dos sete veículos considerados no Anexo I) e a distância z da Figura 5.10 igual a 1,0 m (segundo a Resolução CONTRAN No. 805/95, z deve estar entre 0,7 e 1,0 m. Como se está considerando o maior comprimento possível da travessa principal do pára-choque, considera-se também o maior valor de z possível).

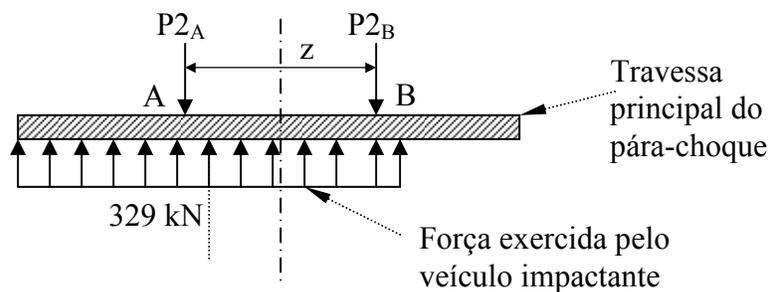


Figura 5.10: Desenho esquemático da colisão não simétrica com 100% de contato de um veículo contra um pára-choque bi-apoiado.

Com essas considerações, obtém-se as reações nos apoios $P2_A = 277$ kN e $P2_B = 52$ kN. Observa-se que nessas circunstâncias o apoio A (ou B) teria que resistir a uma força consideravelmente maior do que aquela calculada para impacto simétrico, indicando a necessidade de se prover o pára-choque com apoios adicionais próximos às suas extremidades. Apoios adicionais, porém, tornam o pára-choque hiperestático, impedindo assim o cálculo analítico da resistência necessária de cada apoio. O cálculo por outros métodos que levem em conta a deformação seria válido somente para um modelo específico de pára-choque, com seus respectivos materiais, dimensões e forma. Tentar-se-á, então, estimar a força exercida no apoio adicional considerando-se o pára-choque dividido em duas metades independentes e efetuando-se o cálculo somente sobre a metade contra a qual o veículo se choca, conforme a Figura 5.11.

A Tabela 5.1 apresenta os valores de $P1$ e $P2$ calculados para a configuração mostrada na Figura 5.11 em função de diferentes frações de *offset*. Os valores de P_{offset} foram calculados de

acordo com a Equação 5.62. O valor de 70% de *offset* corresponde à situação em que a extremidade lateral do veículo impactante está alinhada com o centro do pára-choque, ou seja, o veículo só estaria se chocando com a metade considerada.

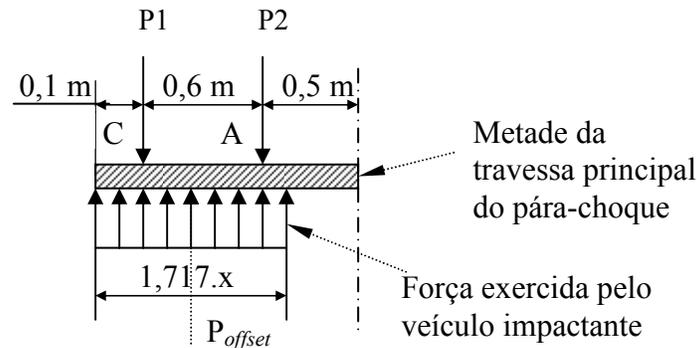


Figura 5.11: Desenho esquemático da colisão em *offset* de um veículo contra metade de um pára-choque apoiado em quatro pontos. x = fração de *offset*.

Tabela 5.1: Valores de P_{offset} , P1 e P2 calculados para diferentes frações de *offset*, de acordo com a Figura 5.11 e a Equação 5.62.

<i>Offset</i> x	P_{offset} (kN)	P1 (kN)	P2 (kN)
70%	275	46	229
60%	255	79	176
50%	233	105	128
40%	208	124	84
30%	180	133	47
20%	147	129	18
10%	104	106	-2

Os valores máximos obtidos na Tabela 5.1 são $P1 = 133$ kN para $x = 30\%$ e $P2 = 229$ kN para $x = 70\%$. Esses valores estão superestimados, pois na prática parte dessas forças seria suportada pela metade não considerada do pára-choque. A resistência necessária para cada apoio poderia ser então ligeiramente menor do que os valores citados acima. Beermann (1984) sugeriu de forma semi-empírica os valores de $P1 = 100$ kN, $P2 = 150$ kN e $P3 = 100$ kN. A força P3 (centro do pára-choque) não foi considerada nas estimativas deste trabalho por não ser crítica, uma vez que não há espaço entre os dois pontos de aplicação de P2 para a passagem de um

automóvel, e muito provavelmente um pára-choque inteiro capaz de resistir às forças P1 e P2 será também capaz de resistir à força P3. Supondo-se que o pára-choque tenha a capacidade de resistir às forças P1 e P2 aplicadas concomitantemente (o que vai depender da concepção de projeto), cada metade resistiria a 250 kN, valor ligeiramente menor do que os 275 kN calculados para 70% de *offset* (Tabela 5.1) ou os 277 kN calculados para colisão não simétrica com 100% de contato (Figura 5.10). Rechnitzer *et al.* (1993) adotaram os valores sugeridos por Beermann no projeto de um pára-choque que foi bem sucedido em dois *crash tests* (centrado e em *offset*) contra um veículo de 1.420 kg colidindo a 50 km/h (o veículo “médio” considerado nas estimativas do presente trabalho teria uma massa de 1.533 kg). Esses valores têm sido defendidos desde então como os mais adequados para suportar o impacto de um veículo “médio” a 50 km/h. Por conta desses fatores e da relativa concordância entre a sugestão de Beermann (1984) – aprovada experimentalmente por Rechnitzer (1993) – e as estimativas obtidas neste trabalho (P1 = 105 kN para 50% de *offset*, P2 = 164,5 kN para impacto centrado simétrico, P1 + P2 = 277 kN para impacto centrado assimétrico e P1 + P2 = 275 kN para 70% de *offset*), decidiu-se adotar as forças indicadas na Tabela 5.2 como as mais adequadas para a execução do dimensionamento estático do pára-choque.

Tabela 5.2: Forças adotadas para o dimensionamento estático do pára-choque.

Ponto de aplicação da força	P1	P2	P3
Valor máximo da força aplicada	100 kN	150 kN	100 kN

Capítulo 6

Materiais Aplicáveis

A seleção dos materiais e a definição do processo de manufatura são muito importantes para o sucesso de um projeto de pára-choque traseiro de caminhão. Devido a certas particularidades econômicas e culturais do Brasil, um projeto que exija o emprego de materiais especiais e requeira o uso de complexos processos de manufatura tenderia a ser um fracasso de mercado, a menos que o mesmo fosse implementado por uma grande empresa que tivesse a capacidade de reduzir o seu custo por conta de uma produção em larga escala. Assim, o material ideal para a construção de pára-choques traseiros de caminhão teria que aliar boa resistência mecânica a baixos peso e custo e boa disponibilidade no mercado, qualidades praticamente impossíveis de serem encontradas em um único material. Em conseqüência, algum compromisso tem que ser assumido na seleção do mesmo. Sendo a resistência mecânica o principal requisito para que o pára-choque atenda à sua função, o compromisso a ser assumido deverá estar na relação peso x custo. Menezes (2004) considerou três tipos de materiais que poderiam ser empregados na confecção de pára-choques: aços, ligas de alumínio e materiais compósitos. A seguir cada uma dessas categorias será analisada resumidamente.

6.1 Aços

Os aços são os materiais mais utilizados na indústria automotiva, especialmente na confecção de componentes submetidos a esforços mecânicos. Na construção de pára-choques de caminhão os aços de baixo carbono representam a primeira escolha, pois aliam baixo custo e

facilidade de obtenção a uma resistência mecânica relativamente boa. Quase todos os pára-choques citados no Capítulo 3 deste trabalho foram confeccionados em aço. A maior desvantagem do seu emprego é a baixa relação resistência/peso, o que pode resultar na construção de pára-choques relativamente pesados. Essa relação resistência/peso pode ser melhorada com o emprego de aços ligados, porém o custo aumenta e a facilidade de obtenção diminui. Na seleção de aços liga, há que se tomar o cuidado de evitar o uso de aços com elevado limite de escoamento e baixa tenacidade, que devolveriam parte da energia do choque ao veículo menor, aumentando a severidade do impacto para os seus ocupantes. Uma opção interessante que merece estudo é o emprego dos aços de alta resistência que foram desenvolvidos para a indústria automotiva no âmbito do projeto ULSAB (Ultra Light Steel Auto Body) por um consórcio de 35 empresas siderúrgicas de 18 países, dentre as quais as brasileiras USIMINAS e Companhia Siderúrgica Nacional (Naves *et al.*, 1998; International Iron & Steel Institute, 2006). A seleção desses aços, chamados de AHSS (Advanced High Strength Steels), resultaria num pára-choque mais leve, de alta resistência e com boa capacidade de absorção de energia, porém a um custo muito mais elevado. A produção em larga escala certamente resultaria numa substancial redução de custo, podendo esta alternativa tornar-se viável economicamente no futuro. A Tabela 6.1 apresenta as propriedades mecânicas e físicas de alguns aços de interesse.

Tabela 6.1. Propriedades mecânicas e físicas de alguns aços de interesse.

Aço ¹	σ_e (MPa)	σ_r (MPa)	ε (%)	E (GPa)	ρ (kg/m ³)	Referência
ABNT 1006	170	300	30	200-210	7.800	SAE (1995)
ABNT 1010	180	320	28			
ABNT 1015	190	340	28			
ABNT 1020	210	380	25			
AHSS ²	300-700	450-1.000	10-34			IISI (2006)

¹Laminados a quente, exceto os AHSS.

²Advanced High Strength Steels.

(σ_e = limite de escoamento; σ_r = limite de resistência à tração; ε = alongamento na ruptura; E = módulo de elasticidade; ρ = densidade)

6.2 Ligas de Alumínio

Existem ligas de alumínio que apresentam alta relação resistência/peso, propiciando assim a possibilidade de se construírem pára-choques leves e de alta resistência, porém a um custo mais elevado. As ligas indicadas para a construção de pára-choques são as das séries 6xxx e 7xxx, na forma de perfis extrudados. Essas ligas podem atingir altos valores de resistência mecânica quando submetidas ao tratamento térmico adequado. As ligas mais comumente empregadas para absorção de energia em projetos automotivos são a 6005A, a 6061 e a 6063. Essas ligas podem absorver aproximadamente o dobro da energia absorvida pelo aço por unidade de massa (The Aluminum Association, 1998). Apresentam como desvantagem o fato de não poderem ser unidas por solda sem que o tratamento térmico seja prejudicado. Outro ponto negativo é o seu menor fator dinâmico (relação entre a resistência dinâmica e estática) em relação ao aço. No Capítulo 5 considerou-se um fator dinâmico de 1,5 para efeito da estimativa das forças estáticas de projeto do pára-choque. Segundo The Aluminum Association (1998), o fator dinâmico para ligas de alumínio seria da ordem de 1,05 a 1,15, o que exigiria a consideração de cargas estáticas de projeto maiores do que as consideradas neste trabalho. Além disso, como as normas vigentes estabelecem valores máximos para a deformação dos pára-choques, o seu menor módulo de elasticidade em relação ao aço é outro importante fator a ser considerado no projeto. As ligas de alumínio têm sido muito pouco utilizadas na construção de pára-choques traseiros de caminhão. Um dos poucos exemplos é o de Zaremba *et al.* (1977) que usaram a liga 6061-T6, conforme citado no Capítulo 3. A Tabela 6.2 apresenta as propriedades mecânicas e físicas das ligas de alumínio citadas.

Tabela 6.2. Propriedades mecânicas e físicas de algumas ligas de alumínio de interesse.

Liga/tratamento térmico	σ_e (MPa)	σ_r (MPa)	ε (%)	E (GPa)	ρ (kg/m ³)	Referência
ABNT 6005A-T5	270	305	12	69	2.700	The Aluminum Association (1998)
ABNT 6061-T6	275	310				
ABNT 6063-T6	215	240				

(σ_e = limite de escoamento; σ_r = limite de resistência à tração; ε = alongamento na ruptura; E = módulo de elasticidade; ρ = densidade)

6.3 Compósitos

Menezes (2004) cita os plásticos reforçados com fibra de vidro, fibra de carbono e fibras naturais como materiais candidatos ao uso na fabricação de pára-choques. Esses compósitos apresentam as seguintes qualidades: baixa densidade, alta resistência específica, versatilidade de projeto, estabilidade dimensional e pequena quantidade de energia requerida para processamento. O plástico reforçado com fibra de vidro apresenta boa relação resistência/peso, baixo custo, boa resistência ao impacto, boa capacidade de absorção de energia, baixa sensibilidade a temperatura e umidade, baixo coeficiente de dilatação e facilidade de modelagem. A resistência mecânica, porém, é relativamente baixa, o que torna o material mais indicado para ser usado como complemento em pára-choques de aço, como o fizeram Rechnitzer *et al.* (1996) e o próprio Menezes (2004). O plástico reforçado com fibra de carbono apresenta-se como candidato por possuir maior resistência mecânica que o reforçado com fibra de vidro, ter baixa densidade e boa rigidez. Porém, apresenta baixa resistência ao impacto, o que limita o seu uso como o único material de um pára-choque, além de exibir custo elevado. Não se tem conhecimento de que esse material já tenha sido usado na confecção de pára-choques traseiros de caminhão.

Os compósitos são anisotrópicos e suas propriedades mecânicas podem apresentar ampla variação em função da natureza das fibras e da matriz, da proporção fibras/matriz e da orientação das fibras. É possível preparar-se compósitos com excelentes propriedades mecânicas em uma direção, mas pobres nas demais direções, o que dificulta o seu emprego como único material de construção de pára-choques traseiros de caminhão. A Tabela 6.3 apresenta as propriedades mecânicas e físicas de dois compósitos de uso corrente em aplicações práticas.

Tabela 6.3. Propriedades mecânicas e físicas de compósitos de uso corrente.

Matriz	Reforço	σ_r (MPa)	ϵ (%)	E (GPa)	ρ (kg/m ³)	Referência
Resina epóxi	Fibra de vidro	138-242	1-2	13,8-27,6	1.400	eFund (2007)
	Fibra de Carbono	276-345	1-2	69	1.600	

(σ_r = limite de resistência à tração; ϵ = alongamento na ruptura; E = módulo de elasticidade; ρ = densidade)

6.4 Comparação entre os materiais

A Tabela 6.4 apresenta uma comparação entre os materiais citados neste capítulo, do ponto de vista da resistência específica (razão entre resistência mecânica e densidade) e do custo relativo. Os valores informados na Tabela 6.4 para os custos relativos têm a intenção de representar somente a ordem de grandeza dos mesmos, podendo haver variações consideráveis de acordo com a especificação exata e a forma de fornecimento do material. Não foram considerados os custos dos aços AHSS e da resina epóxi reforçada com fibra de carbono (RERFC) por serem materiais especiais, de alto custo e menor disponibilidade, cujo emprego na construção de pára-choques comerciais está descartado no momento. Porém, a alta resistência específica desses materiais recomenda um estudo mais aprofundado sobre a viabilidade econômica de sua aplicação.

Tabela 6.4. Comparação entre os materiais do ponto de vista da resistência específica e do custo.

Material	Especificação	Resistência específica ($m^2/s^2 \cdot 10^{-3}$)	Custo relativo* (\$)	Relação resistência específica/custo
Aços	ABNT 1006	39	1	39
	ABNT 1010	41		41
	ABNT 1015	44		44
	ABNT 1020	49		49
	AHSS	58-128	-	-
Ligas de alumínio	ABNT 6005A-T5	113	8	14
	ABNT 6061-T6	115		14
	ABNT 6063-T6	89		11
Compósitos	R.E.R.F.Vidro	99-173	3-4	25-58
	R.E.R.F.Carbono	173-216	-	-

*Na data de redação deste trabalho.

Dentre os analisados, a resina epóxi reforçada com fibra de carbono (RERFC) é o material que apresenta a maior resistência específica. Entretanto, a construção de um pára-choque exclusivamente em RERFC representaria não só um desafio econômico, mas também técnico, em virtude da anisotropia e da resistência ao impacto relativamente baixa do material (Menezes,

2004). A resina epóxi reforçada com fibra de vidro (RERFV) é o segundo material em termos de resistência específica, mas também apresenta limitações técnicas para ser utilizada como único material do pára-choque. Do ponto de vista exclusivamente da redução de peso, sem consideração de custo, a liga de alumínio ABNT 6061-T6 seria a mais indicada para a construção de pára-choques. Quando se considera o custo, porém, as ligas de alumínio são as que apresentam a menor resistência específica por unidade monetária. Desta forma, um pára-choque construído totalmente em liga de alumínio só seria economicamente viável se a redução de peso obtida propiciasse ao caminhão carregar uma quantidade suplementar de carga que ao longo da vida útil do pára-choque compensasse o seu maior custo.

Os materiais que apresentaram melhor relação resistência específica/custo foram a RERFV e o aço ABNT 1020. Um pára-choque construído com a combinação desses dois materiais aliaria custo baixo a redução de peso. Uma combinação de materiais muito próxima da citada acima foi utilizada por Menezes (2004), que empregou aço ABNT 1010 no lugar de 1020. Porém, a utilização de dois tipos de materiais aumenta a complexidade do processo de fabricação. Uma serralheria medianamente equipada poderia construir facilmente um pára-choque em aço carbono, mas poderia ter alguma dificuldade em utilizar também a RERFV. Assim, de forma a facilitar ao máximo a sua confecção, escolheu-se o aço ABNT 1020 como o material do pára-choque cujo projeto será apresentado no próximo capítulo do presente trabalho.

Capítulo 7

Projeto do Pára-choque Articulado

Nos Capítulos 4 e 5 foram estabelecidos os parâmetros teóricos mínimos necessários para que um pára-choque traseiro de caminhão pudesse ser considerado confiável (idealmente, capaz de impedir a penetração sob o caminhão de um automóvel “médio” colidindo a 50 km/h), conforme proposto no segundo objetivo deste trabalho (Secção 1.4). De forma a atender ao terceiro objetivo citado na Secção 1.4 e testar na prática os parâmetros geométricos e de resistência mínimos estabelecidos, projetou-se e construiu-se o chamado pára-choque articulado ou retrátil. A seguir estão listados os parâmetros que balizaram o projeto.

7.1 Parâmetros de projeto

O pára-choque foi projetado para resistir ao impacto de um automóvel pesando aproximadamente 1.500 kg a um Δv de 50 km/h. As cargas estáticas de projeto foram definidas de acordo com a estimativa de forças apresentada no Capítulo 5 deste trabalho (para a localização dos pontos de aplicação de carga P1, P2 e P3, baseados na Resolução CONTRAN No. 805/95, que era a legislação vigente na ocasião da execução do projeto, ver Figura 2.1):

P1 = 100 kN (a 300 mm da extremidade lateral do caminhão, 200 mm da extremidade do pára-choque);

P2 = 150 kN (na direção das longarinas do chassi do caminhão);

P3 = 100 kN (no centro do pára-choque).

Os parâmetros geométricos foram escolhidos de acordo com as recomendações elencadas no Capítulo 4, ou seja, altura máxima em relação ao solo de 400 mm e posição longitudinal faceando a extremidade traseira da carroceria. As dimensões finais do pára-choque foram condicionadas pelo caminhão no qual o mesmo seria instalado (Mercedes-Benz LK 1217), conforme a Figura 7.1 e a Tabela 7.1. De modo a se evitar problemas de manobrabilidade do caminhão, decidiu-se dotar a estrutura de duas articulações que permitissem ao pára-choque mover-se para trás e para cima em caso de necessidade (Figura 7.2). De acordo com as considerações apresentadas no Capítulo 6, escolheu-se o aço ABNT 1020 na forma de chapas para a confecção do pára-choque.

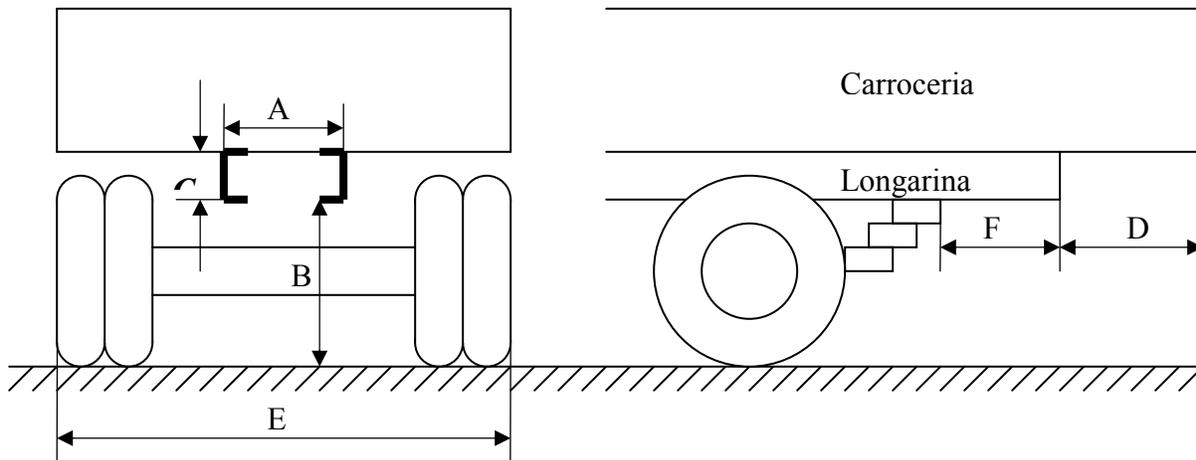


Figura 7.1. Dimensões do caminhão relevantes para a definição das dimensões do pára-choque (ver Tabela 7.1).

Tabela 7.1. Valores das dimensões indicadas na Figura 7.1 para o caminhão Mercedes-Benz LK 1217.

Veículo Mercedes-Benz LK 1217		Dimensões (mm)	
A	Distância entre as longarinas do chassi	901	
B	Altura do chassi em relação ao solo	Carregado	725
		Vazio	855
C	Altura da longarina	255	
D	Distância entre o final da longarina e o final da carroceria	740	
E	Comprimento do maior eixo veicular traseiro	2.445	
F	Distância livre	290	

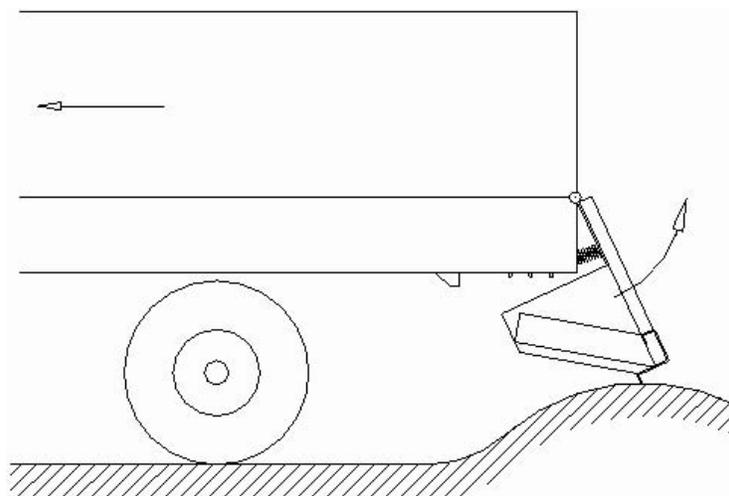


Figura 7.2. O pára-choque articulado pode mover-se para trás e para cima quando necessário.

7.2 Descrição do pára-choque

O pára-choque articulado ou retrátil desenvolveu-se a partir de um pára-choque fixo que já equipava um caminhão de testes da Mercedes-Benz do Brasil. A Figura 7.3 apresenta os seus desenhos esquemáticos e o Anexo II os seus desenhos construtivos. O pára-choque articulado ou retrátil é constituído de uma travessa principal A, que possui uma secção transversal especial obtida pelo dobramento de uma chapa de aço ABNT 1020 de 5,0 mm de espessura (Figura 7.4), a qual é soldada a dois suportes laterais B. Esses suportes são confeccionados pelo dobramento de chapas de aço ABNT 1020 com espessura de 7,0 mm de modo a dotá-las de dois flanges, formando uma estrutura tridimensional. Um dos flanges deve encostar-se à borda inferior da longarina do chassi (G) e o outro tem sua parte inferior soldada à travessa principal do pára-choque, enquanto que em sua parte superior encontra-se a articulação (F). O pára-choque possui dois suportes laterais, sendo um a imagem especular do outro. A estrutura é reforçada por duas "mãos francesas" (C), soldadas entre a extremidade da travessa principal e o suporte lateral, e pelo reforço traseiro (D), soldado entre os dois suportes laterais, todos confeccionados em tubulares 100 x 45 x 5 mm. Mais dois reforços (E) confeccionados com perfis U 98 x 58 x 8 mm são soldados num dos flanges dos suportes laterais (B), entre a travessa principal (A) e a articulação (F). Uma vez que esse perfil U era de uso interno da Mercedes-Benz do Brasil, o mesmo foi substituído nos desenhos do Anexo II pelo perfil U 4" x 1 5/8" x 0,32" (aprox. 102 x

45 x 8 mm). O pára-choque é fixado ao chassi do caminhão por meio de duas articulações (F) com um pino de 24 mm de diâmetro em cada uma.

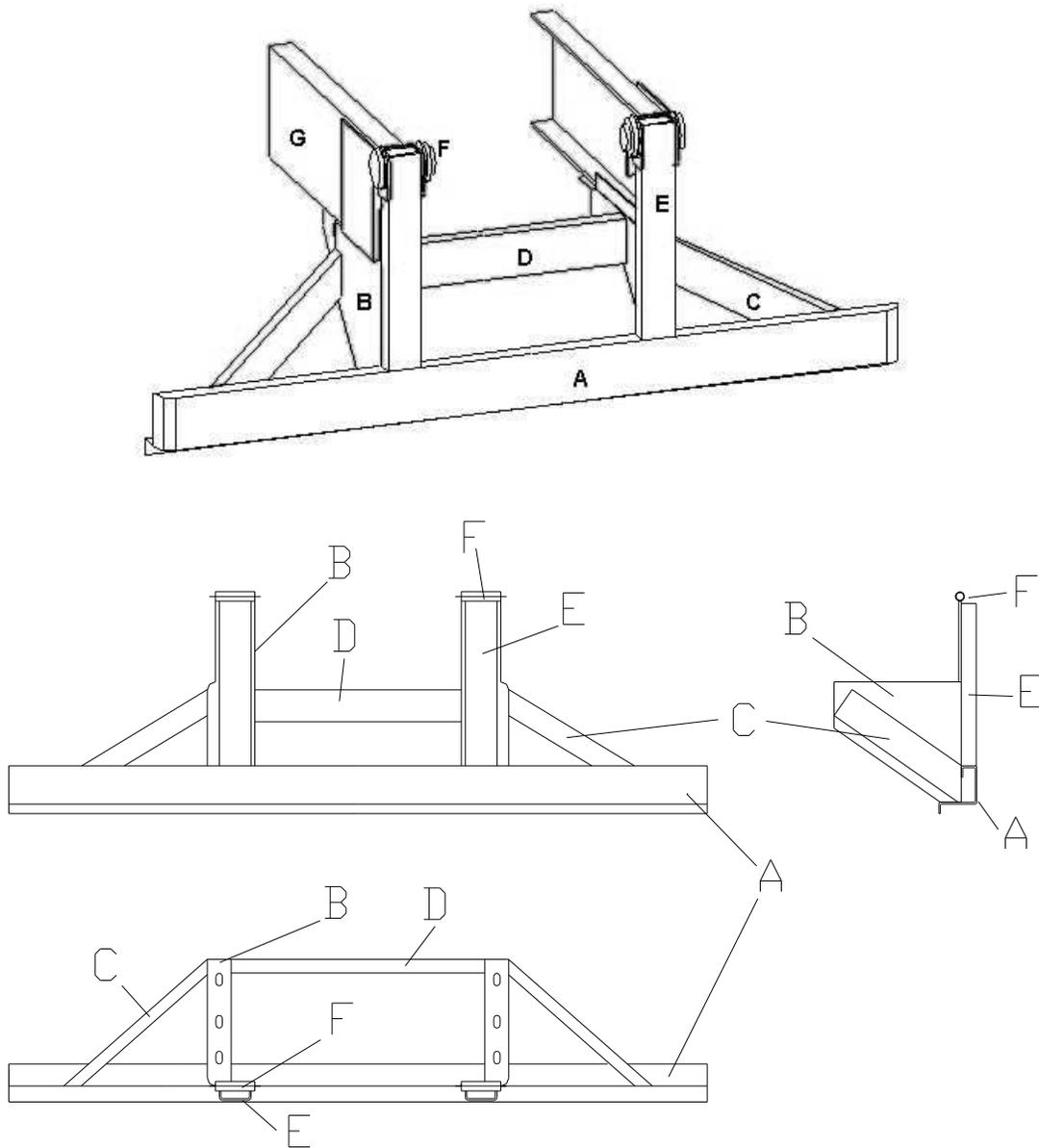


Figura 7.3. Desenho em três vistas e em perspectiva do pára-choque articulado. A: travessa principal. B: suportes laterais. C: “mãos francesas”. D: viga de reforço. E: reforços. F: articulações. G: chassi do caminhão.

O chassi do caminhão teve que ser alongado em 740 mm para que o pára-choque pudesse ser montado fazendo a extremidade traseira da carroceria (D da Figura 7.1 e Tabela 7.1). Para que a estrutura pudesse articular, os seus pontos de fixação deveriam estar em um mesmo eixo (o

das articulações). Como a fixação feita por somente duas articulações poderia não garantir a estabilidade da estrutura em caso de impacto, tornou-se necessário prover o pára-choque de pontos adicionais de restrição. Assim, foram previstas duas esperas soldadas sob as longarinas do chassi e faceando o reforço (D). O objetivo dessas esperas é o de suportar parte das cargas longitudinais em impactos em *offset* e evitar o deslocamento da estrutura para debaixo do chassi em caso de falha (rompimento) das articulações. Adicionalmente, foram soldados três parafusos M20 temperados ($\sigma_r = 917$ MPa) na aba inferior de cada uma das longarinas, de modo a restringir o deslocamento lateral da estrutura em caso de impacto fora de centro. Esses parafusos penetram em furos oblongos fresados no flange dos suportes laterais de modo a permitir a livre articulação da estrutura, mas impedindo o seu deslocamento lateral (Figura 7.5), e possibilitam que, caso desejado, o pára-choque seja fixado no chassi, com a conseqüente eliminação da capacidade de articulação. O retorno da estrutura à sua posição de repouso é garantido por duas molas que ligam os suportes laterais ao chassi. Essas molas também são responsáveis por evitar a oscilação do pára-choque durante a marcha normal do caminhão. O peso total do pára-choque é de aproximadamente 75 kg.

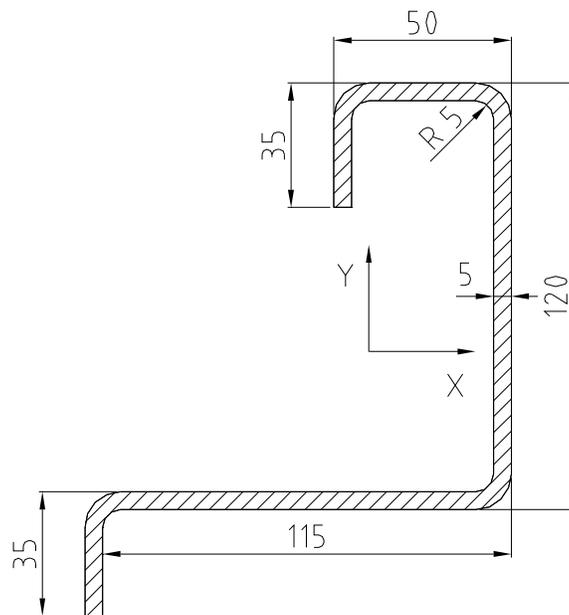


Figura 7.4. Secção transversal da travessa principal do pára-choque (peça A da Figura 7.3).

O perfil da Figura 7.4 possui área de $16,35 \text{ cm}^2$, momento de inércia $I_{yy} = 260,2 \text{ cm}^4$ e módulo de resistência à flexão $W_{yy} = 32,8 \text{ cm}^3$. A viga com este perfil possui uma massa de $12,83 \text{ kg/m}$. Uma viga U $6'' \times 2'' \times 0,2''$ possui massa similar ($12,20 \text{ kg/m}$), mas resistência consideravelmente inferior ($I_{yy} = 29,1 \text{ cm}^4$ e $W_{yy} = 8,2 \text{ cm}^3$).

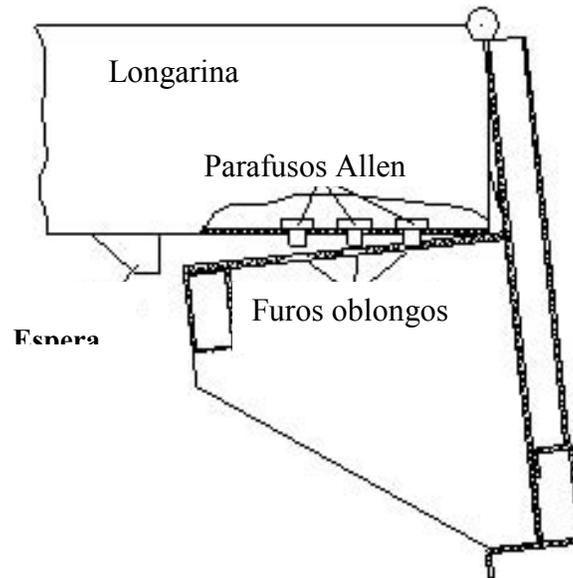


Figura 7.5. Detalhe dos parafusos Allen e da espera empregados para restringir o deslocamento lateral e o escorregamento da estrutura sob o chassi durante o impacto.

7.3 Modelamento por elementos finitos

O projeto do pára-choque articulado foi executado com auxílio do método dos elementos finitos. Na análise por elementos finitos foi utilizado o programa ANSYS Engineering Analysis System (Swanson Analysis Systems). Dois tipos de elementos foram empregados na construção do modelo: elementos sólidos isoparmétricos tridimensionais, definidos por 8 pontos nodais, e elementos sólidos tetraédricos tridimensionais, definidos por 10 pontos nodais. Os dois tipos de elementos apresentam três graus de liberdade em cada nó: translação nas direções nodais x , y e z . Utilizou-se na análise uma versão universitária do programa, com limitações na capacidade de processamento. Por este motivo o modelo teve que ser algo simplificado de forma a se manter o

número de elementos tetraédricos o mais baixo possível. O modelo final foi formado por 2.120 elementos e 4.336 nós.

Executou-se somente análise linear estática, sem consideração de plasticidade. Foram analisados quatro carregamentos diferentes: P1 = 100 kN, aplicada a 200 mm da extremidade do pára-choque (Figura 7.6), considerando-se que a Resolução CONTRAN No. 805/95 permite um recuo lateral de 100 mm entre as extremidades laterais do pára-choque e da carroceria (Figura 2.1), P2 = 150 kN, aplicada a 450 mm do centro (Figura 7.7), P3 = 100 kN, aplicada no centro do pára-choque (Figura 7.8) e 150 kN homogeneamente distribuídos entre o centro e a extremidade do pára-choque (Figura 7.9). Os processos de solução e pós-processamento da matriz de rigidez gerada pelo modelo forneceram as tensões nodais equivalentes. Os primeiros resultados da análise indicaram a necessidade de se dotar a estrutura com os parafusos, furos e a espera ilustrados na Figura 7.5. Em alguns pontos do modelo o limite de escoamento do material foi ultrapassado, mas este fato foi negligenciado em virtude de tais pontos situarem-se ao redor do nó ao qual foi aplicada a carga ou em virtude de ter sido realizada somente análise linear estática.

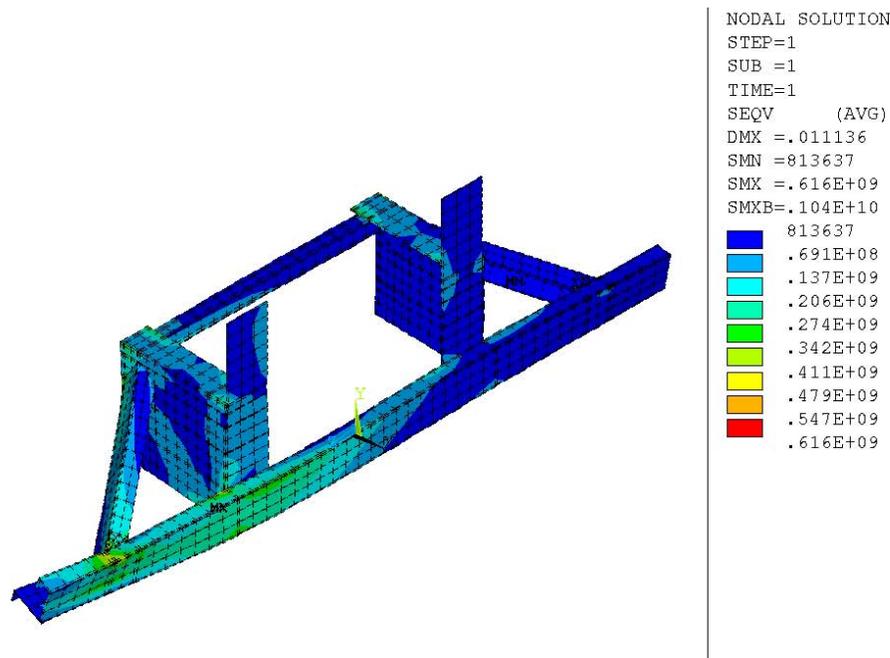


Figura 7.6: Modelo em elementos finitos do pára-choque articulado mostrando a distribuição de tensão equivalente para um carregamento de 100 kN no ponto P1.

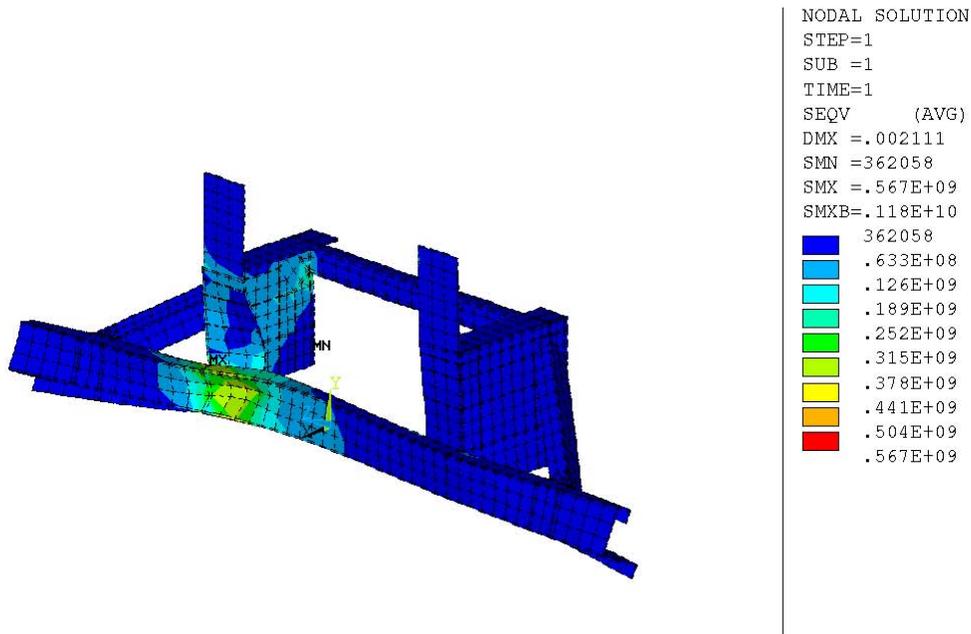


Figura 7.7: Modelo em elementos finitos do pára-choque articulado mostrando a distribuição de tensão equivalente para um carregamento de 150 kN no ponto P2.

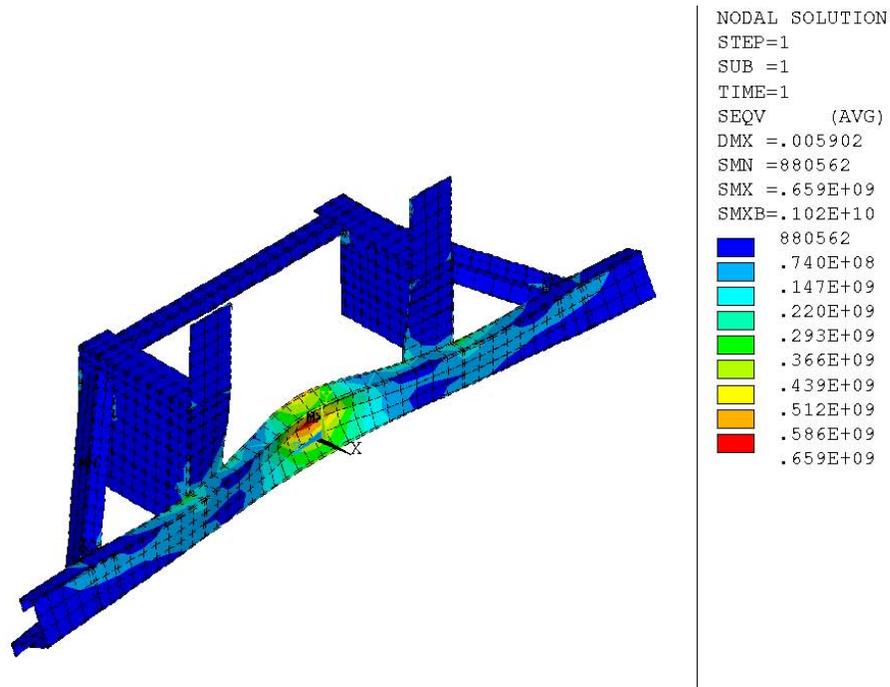


Figura 7.8: Modelo em elementos finitos do pára-choque articulado mostrando a distribuição de tensão equivalente para um carregamento de 100 kN no ponto P3.

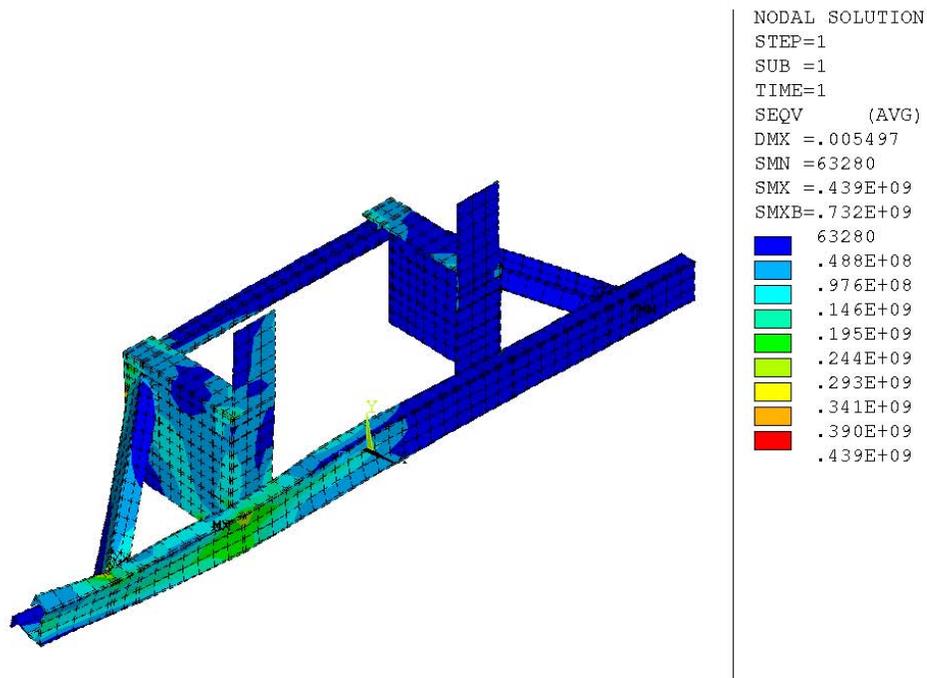


Figura 7.9: Modelo em elementos finitos do pára-choque articulado mostrando a distribuição de tensão equivalente para um carregamento de 150 kN aplicado sobre metade da travessa principal.

Capítulo 8

Testes

Foram realizados dois *crash tests*, sendo um com o pára-choque articulado descrito no Capítulo 7 e outro com um pára-choque construído de acordo com a norma vigente no Brasil na ocasião dos ensaios, ou seja, a Resolução CONTRAN No. 805/95.

8.1 Metodologia

8.1.1 Parâmetros comuns aos dois ensaios

Ambos os testes foram realizados na pista antiga do campo de provas da General Motors do Brasil (*Campo de Provas da Cruz Alta - Indaiatuba-SP*). O mesmo caminhão Mercedes-Benz LK-1217 foi empregado nos dois testes. O caminhão foi lastreado de forma a atingir um peso bruto de 10 toneladas e mantido com o freio de estacionamento acionado durante os testes. Os impactos aconteceram sempre em *offset* de 50% do lado do motorista do automóvel (o centro do pára-choque do automóvel se chocando contra a extremidade direita do pára-choque do caminhão), e os automóveis tiveram suas suspensões dianteiras rebaixadas para simular o abaixamento frontal que o veículo sofre em uma frenagem de emergência. A magnitude do rebaixamento foi determinada pela General Motors, de acordo com dados internos de sua propriedade. Os automóveis foram acelerados até a velocidade nominal de impacto por meio de um sistema de cabos de aço que os liberava imediatamente antes de se chocarem contra a traseira do caminhão. Acelerômetros fixados no túnel dos automóveis mediram as acelerações durante os

testes, e os impactos foram registrados por uma câmera de alta velocidade (1.000 quadros por segundo).

8.1.2 Parâmetros específicos: pára-choque articulado

Antes do *crash test* um protótipo do pára-choque articulado foi submetido a ensaio estático nas dependências da Mercedes-Benz do Brasil, em São Bernardo do Campo - SP, de acordo com o procedimento da Resolução CONTRAN No. 805/95 (CONTRAN, 1995), que era a regulamentação vigente na ocasião. O protótipo foi fixado em dois segmentos de longarina com aproximadamente 1 metro de comprimento cada um, que por sua vez foram fixados em uma base rígida, e por meio de um atuador hidráulico aplicou-se individualmente as forças P1, P2 e P3 nos pontos previstos pela Resolução CONTRAN No. 805/95. O ensaio foi iniciado com a aplicação da força P2, seguida pela força P3. A força P1 foi aplicada do lado oposto ao que havia sido aplicada a força P2. A Tabela 8.1 apresenta os resultados do ensaio e a Figura 8.1 mostra a força P1 sendo aplicada ao pára-choque. Os pequenos valores de deformação indicados na Tabela 8.1 indicam que as aplicações de carga foram interrompidas antes de a estrutura apresentar deformação plástica.

Tabela 8.1: Resultados do teste estático.

Ponto de aplicação da força	P1	P2	P3
Força (kN)	89	152	120
Deformação (mm)	17	27	25

No *crash test* do pára-choque articulado utilizou-se um veículo GM Corsa Wind com um peso total de 1.200 kg, incluindo quatro lastros de água que simulavam os passageiros. Os lastros foram afixados com os cintos de segurança convencionais do veículo. A velocidade nominal de impacto foi de 50 km/h. As Figuras 8.2 a 8.4 mostram o pára-choque articulado antes do *crash test*, as Figuras 8.5 e 8.6 mostram a posição relativa entre o pára-choque articulado e o automóvel e na Figura 8.7 pode-se ver um dos lastros d'água utilizados para simular os passageiros do automóvel.



Figura 8.1: Teste estático do pára-choque articulado – aplicação da força P1.



Figura 8.2: Vista do pára-choque articulado antes do *crash test*.



Figura 8.3: Vista lateral do pára-choque articulado antes do *crash test*.



Figura 8.4: Vista traseira do caminhão equipado com o pára-choque articulado antes do *crash test*.



Figura 8.5: Altura do pára-choque articulado em relação ao pára-choque do automóvel.



Figura 8.6: Posição do automóvel em relação ao pára-choque articulado antes do *crash test*.



Figura 8.7: Lastro de água utilizado como simulação de passageiros.

8.1.3 Parâmetros específicos: pára-choque construído de acordo com a Resolução CONTRAN No. 805/95

A construção deste pára-choque foi encomendada a uma oficina credenciada pelo INMETRO como habilitada a construir pára-choques de acordo com a Resolução CONTRAN No. 805/95. A referida oficina não foi informada de que o pára-choque seria submetido a um *crash test*, tendo o trabalho sido pago como se o caminhão pertencesse a um particular, que o utilizaria no seu trabalho normal.

Empregou-se no teste de impacto um veículo GM Corsa Station Wagon com um peso total de 1.400 kg, incluindo os quatro lastros de água que simulavam os passageiros. A velocidade nominal de impacto foi igual a 50 km/h. As Figuras 8.8 a 8.10 mostram o pára-choque instalado no caminhão antes do *crash test*, e a Figura 8.11 mostra a posição do mesmo em relação ao automóvel.



Figura 8.8: Vista do pára-choque construído de acordo com a Resolução CONTRAN No. 805/95.



Figura 8.9: Vista traseira do caminhão equipado com o pára-choque construído de acordo com a Resolução CONTRAN No. 805/95.



Figura 8.10: Vista lateral do pára-choque construído de acordo com a Resolução CONTRAN No. 805/95, que também apresentava capacidade de articulação.



Figura 8.11: Posição do pára-choque construído de acordo com a Resolução CONTRAN No. 805/95 em relação ao pára-choque do automóvel.

8.2 Resultados

A Tabela 8.2 abaixo resume os resultados dos testes.

Tabela 8.2: Resultados obtidos nos *crash tests* realizados pelo Projeto Impacto.

Tipo de pára-choque	CONTRAN No. 805/95	Articulado
Veículo	GM Corsa Station Wagon	GM Corsa Wind
Massa total do veículo (kg)	1.400	1.200
Velocidade de impacto (km/h)	50,0	50,1
Energia cinética do veículo no momento do impacto (kJ)	135	116
Máxima aceleração longitudinal do veículo	13G	61G
Máxima aceleração vertical do veículo	17G	17G
Máxima aceleração lateral do veículo	14G	4G
Duração do impacto	250 ms	200 ms
Ocorreu penetração do veículo sob o caminhão?	SIM	NÃO
Pára-brisa quebrado?	SIM	NÃO

As principais particularidades observadas nos automóveis, no caminhão e nos pára-choques após os ensaios foram:

8.2.1 Pára-choque articulado

A seqüência de fotos mostrada na Figura 8.12, extraída das imagens de alta velocidade tomadas no teste, ilustra o impacto do veículo contra o pára-choque articulado. A primeira foto (tempo = 0 ms) corresponde ao momento em que há o primeiro contato entre os veículos. O impacto ocorre na altura do radiador do automóvel. Inicia-se a deformação do automóvel até que aproximadamente aos 50 ms ocorre o impacto do bloco do motor contra o pára-choque.

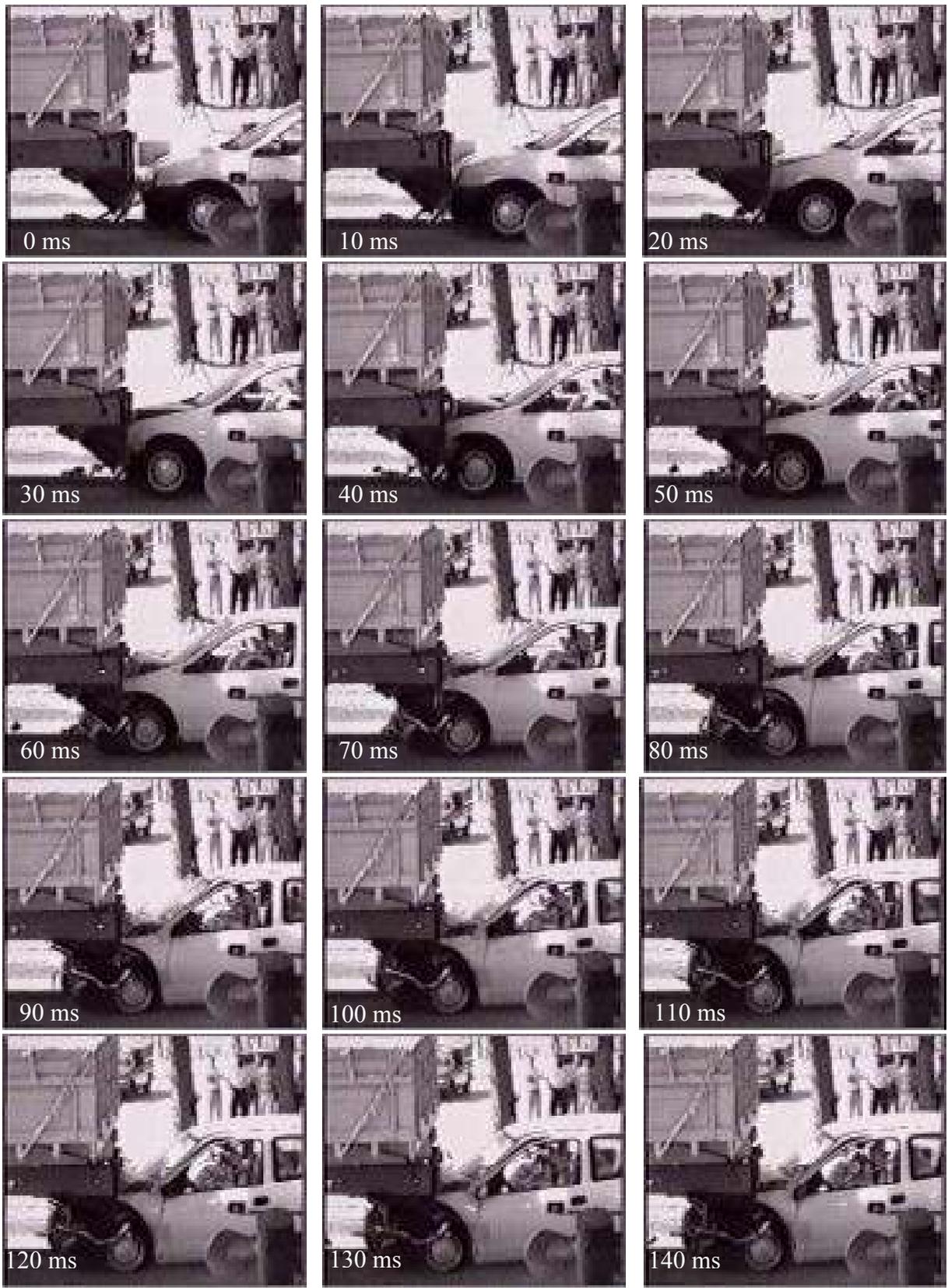




Figura 8.12: Seqüência de fotos do *crash test* do pára-choque articulado.

Nesse momento a aceleração longitudinal do veículo atinge um máximo de 61 G (ver Figura 8.13) e a solda que fixava uma das articulações do pára-choque ao chassi do caminhão (a do lado do impacto) se rompe. As esperas (K na Figura II.1) e os parafusos soldados nas longarinas (S na Figura II.1) impedem o deslizamento do pára-choque para debaixo da carroceria. O rompimento da solda resulta numa fixação assimétrica do pára-choque ao chassi do caminhão, o que faz com que o conjunto pára-choque/automóvel inicie movimento de rotação no sentido anti-horário e provoque considerável flexão das longarinas. O engajamento entre o pára-choque e o automóvel impede a intrusão deste sob a carroceria. A frente do automóvel é pressionada para baixo, e por volta dos 200 ms suas rodas traseiras perdem contato com o pavimento. A partir dos 250 ms não há mais contato entre os veículos. O caminhão desloca-se para frente e o automóvel continua a rodar no sentido anti-horário até que as suas rodas traseiras tocam novamente o solo.

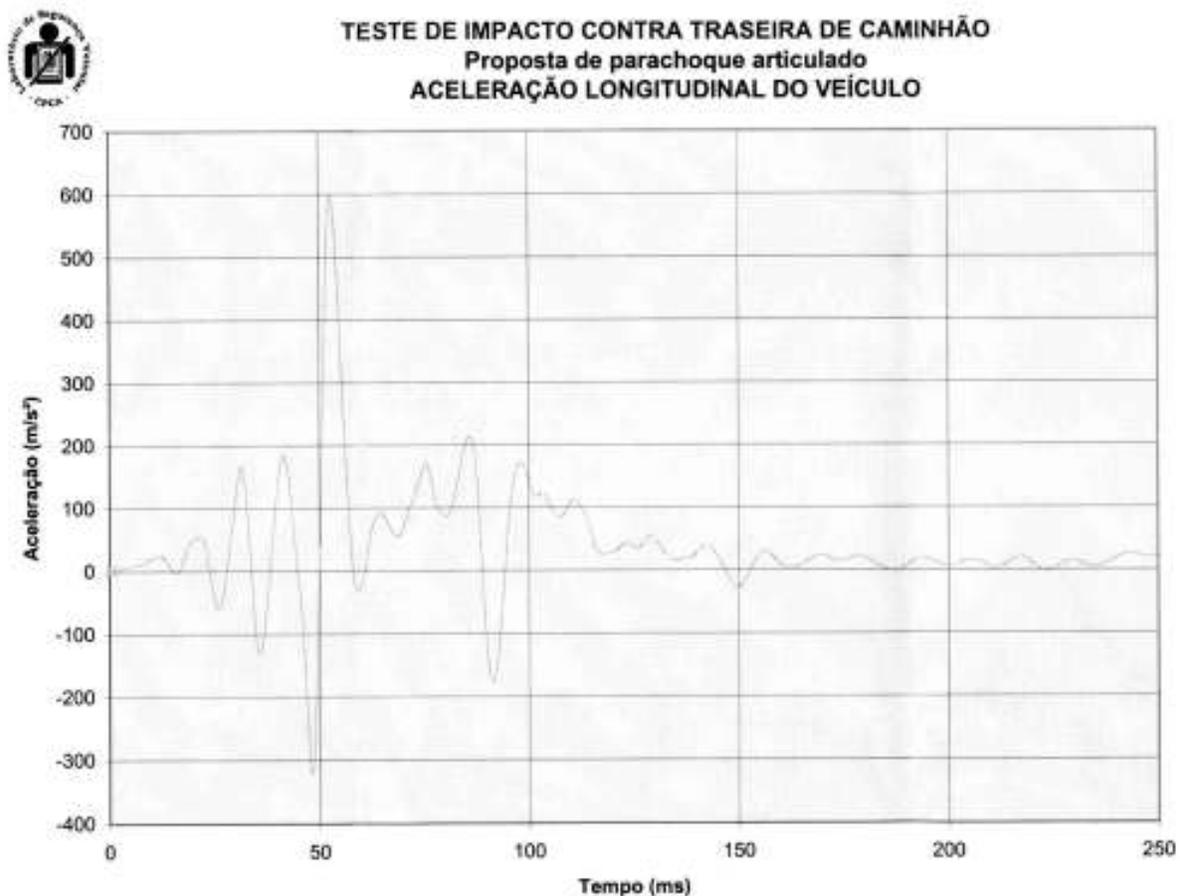


Figura 8.13: Curva de aceleração longitudinal do veículo no impacto contra o pára-choque articulado.

As Figuras 8.14 a 8.16 mostram a posição final do automóvel após o impacto. Não houve penetração do automóvel sob a carroceria do caminhão, o pára-brisa não foi tocado e, portanto, não houve intrusão do compartimento de passageiros. As longarinas do caminhão exibiram uma máxima deformação permanente por flexão (flexa) de cerca de 150 mm após o teste. Por conta do rompimento da solda que fixava a articulação à longarina, a extremidade da travessa principal do pára-choque do caminhão penetrou 700 mm sob a carroceria. A viga de reforço soldada entre os dois suportes laterais (D nas Figuras 7.3 e II.1) sofreu severa torção, os pinos de reforço (S na Figura II.1) sofreram considerável deformação e a travessa principal (A nas Figuras 7.3 e II.1) também sofreu uma razoável deformação permanente, mas além do rompimento da solda já citado, nenhuma outra parte do pára-choque apresentou ruptura, tendo as suas demais partes permanecido relativamente intactas. As Figuras 8.17 a 8.19 apresentam o estado do pára-choque ao final do teste. Com a retirada do automóvel de sua posição, o lado do pára-choque cuja solda havia se rompido caiu, mas durante o teste o mesmo manteve-se suficientemente engajado ao chassi do caminhão para impedir a intrusão do automóvel sob a carroceria. Em relação à proteção dos ocupantes, o Corsa Wind sofreu somente danos de pequena monta, como segue (as Figuras 8.20 a 8.22 mostram o estado final do automóvel):

- A integridade estrutural do compartimento de passageiros foi totalmente preservada, não tendo ocorrido nenhuma deformação potencialmente perigosa para os ocupantes;
- A deformação ou penetração da coluna de direção foi desprezível;
- Os assentos permaneceram intactos, não tendo sido observadas deformação ou falha de suas fixações;
- O painel de instrumentos não sofreu qualquer deformação e nenhum de seus componentes se soltou;
- Não se observou intrusão dos pedais no compartimento de passageiros;
- Não se observou deformação do assoalho sob o compartimento de passageiros que pudesse ameaçar a integridade dos ocupantes;
- As portas do automóvel permaneceram fechadas durante o impacto, e puderam ser abertas facilmente após o teste, o que possibilitaria a rápida remoção de eventuais ocupantes;
- O pára-brisa não se soltou;
- Não se observou falha nos cintos de segurança ou nos seus sistemas de fixação;
- Nenhum componente do acabamento interior se soltou.



Figura 8.14: Posição final do automóvel após o impacto contra o pára-choque articulado (vista lateral).



Figura 8.15: Posição final do automóvel após o impacto contra o pára-choque articulado (vista lateral).



Figura 8.16: Posição final do automóvel após o impacto contra o pára-choque articulado (vista traseira).



Figura 8.17: Aspecto do pára-choque ao final do teste (vista traseira).



Figura 8.18: Aspecto do pára-choque ao final do teste (vista lateral).



Figura 8.19: Região do pára-choque que sofreu o impacto.



Figura 8.20: Aspecto do automóvel após o teste.



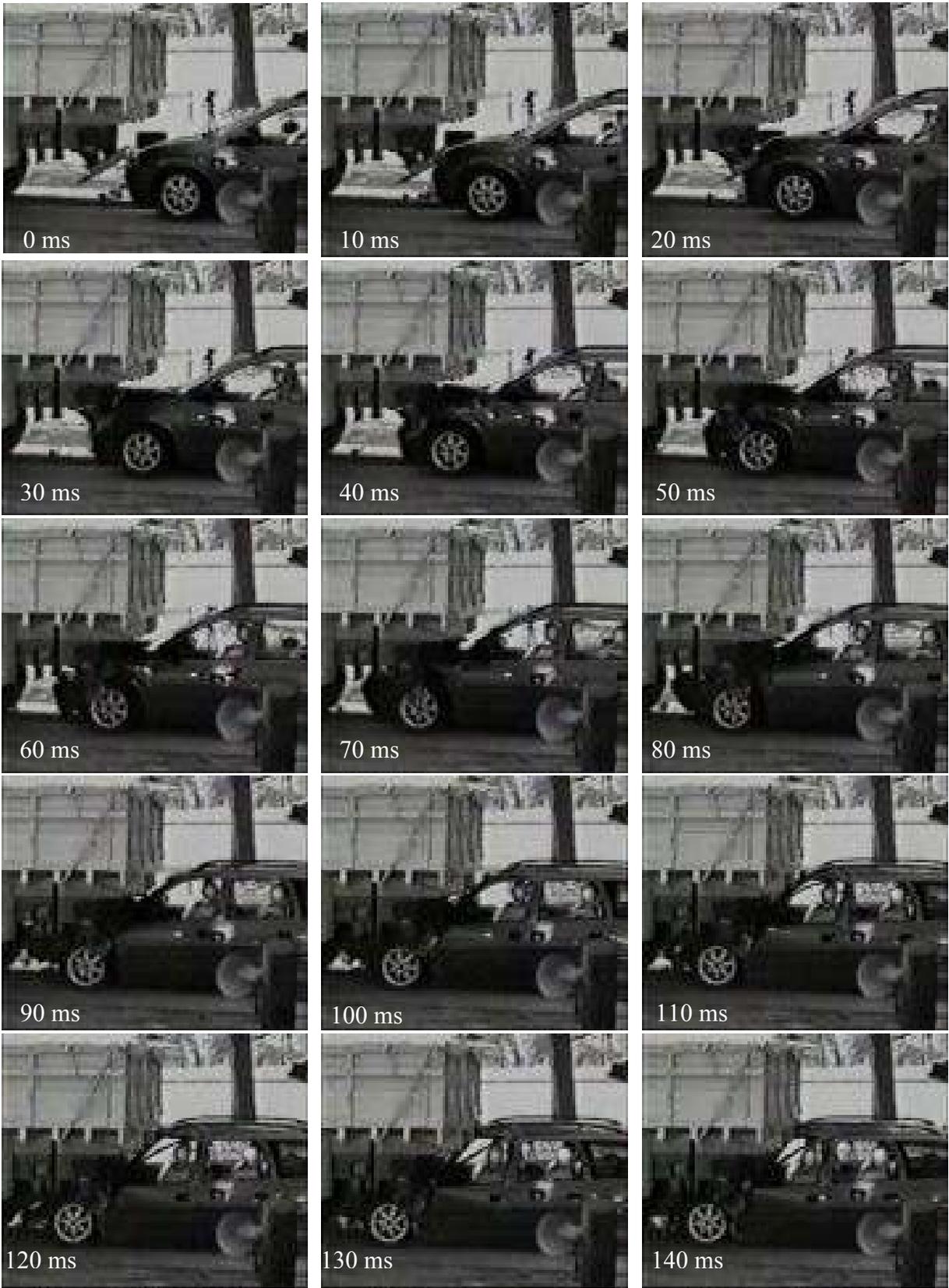
Figura 8.21: Aspecto do compartimento do motor após o teste.



Figura 8.22: O compartimento de passageiros permaneceu intacto.

8.2.2 Pára-choque construído de acordo com a Resolução CONTRAN No. 805/95

A seqüência de fotos mostrada na Figura 8.23, extraída das imagens de alta velocidade tomadas no teste, ilustra o impacto do veículo contra o pára-choque construído de acordo com a Resolução CONTRAN No. 805/95. A primeira foto (tempo = 0 ms) corresponde ao momento em que há o primeiro contato entre os veículos. O capuz do motor é a primeira parte do automóvel a tocar o pára-choque. Após uma pequena deformação do automóvel, entre 20 e 30 ms rompe-se o suporte de fixação que une a travessa principal do pára-choque ao chassi do caminhão, permitindo que o automóvel continue sua trajetória quase sem encontrar resistência. Entre 90 e 100 ms a carroceria do caminhão atinge o pára-brisa do automóvel, e logo em seguida o pilar A e a porta do motorista começam a se deformar. O deslocamento do automóvel sob a carroceria continua até que o pára-choque dianteiro do primeiro choca-se contra os pneus traseiros do segundo. Estes últimos atuam como o verdadeiro pára-choque, segurando o movimento do automóvel. Durante a penetração do automóvel sob o caminhão, um dos ganchos da carroceria produz um rasgo no teto do primeiro. O automóvel sofreu pequeno deslocamento lateral durante o teste e a máxima aceleração longitudinal medida foi de 13G. O impacto termina aos 250 ms, quando o automóvel pára completamente e o caminhão continua a se movimentar para frente.



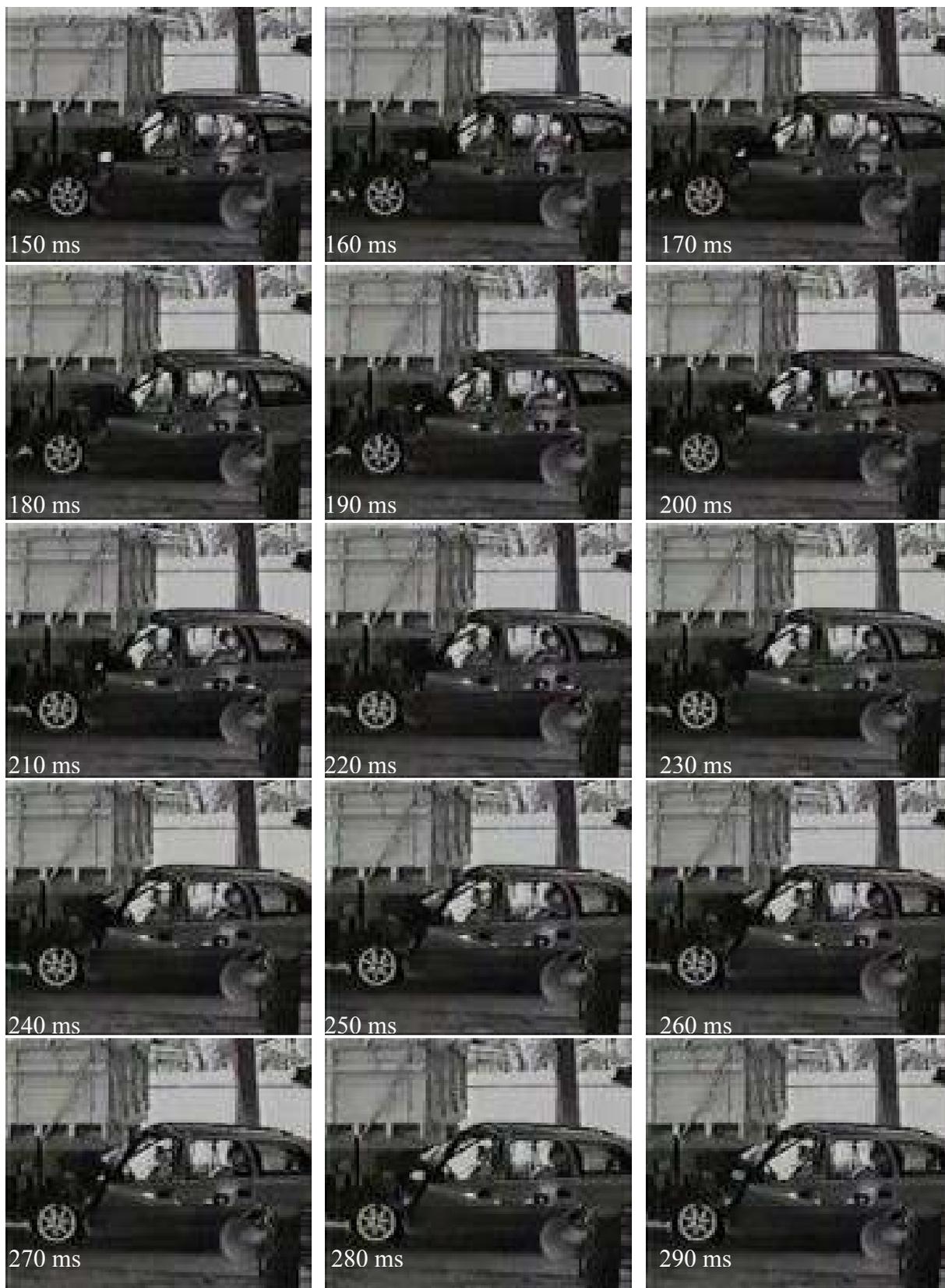


Figura 8.23: Seqüência de fotos do *crash test* do pára-choque CONTRAN No. 805/95.

As Figuras 8.24 a 8.27 mostram a posição final do automóvel após o impacto.

Em relação à proteção aos ocupantes, o automóvel sofreu danos de muito maior monta do que no primeiro teste. O pára-brisa rompeu-se (Figura 8.28), os pilares-A foram danificados (Figuras 8.25 e 8.29) e o seu teto só não foi cortado pela carroceria do caminhão porque os pneus traseiros deste detiveram o seu movimento (Figura 8.24 – o pára-choque dianteiro do automóvel não está encostado nos pneus porque o caminhão continuou seu movimento para frente após o final do impacto). O painel de instrumentos e o volante do automóvel foram empurrados em direção ao banco do motorista, ficando a poucos centímetros do acento, deixando um espaço insuficiente para acomodar as pernas de um eventual motorista (Figura 8.29). A Figura 8.30 mostra o rasgo produzido no teto do automóvel por um dos ganchos da carroceria do caminhão. A porta do automóvel do lado do motorista não pode ser aberta depois do impacto. O pára-choque soltou-se de uma de suas fixações e foi empurrado pelo capuz do motor. O chassi do caminhão praticamente não sofreu danos.



Figura 8.24: Posição final do automóvel após o impacto contra o pára-choque de acordo com a Resolução CONTRAN No. 805/95 (vista lateral).



Figura 8.25: Outra vista lateral do impacto contra o pára-choque construído de acordo com a Resolução CONTRAN No. 805/95.

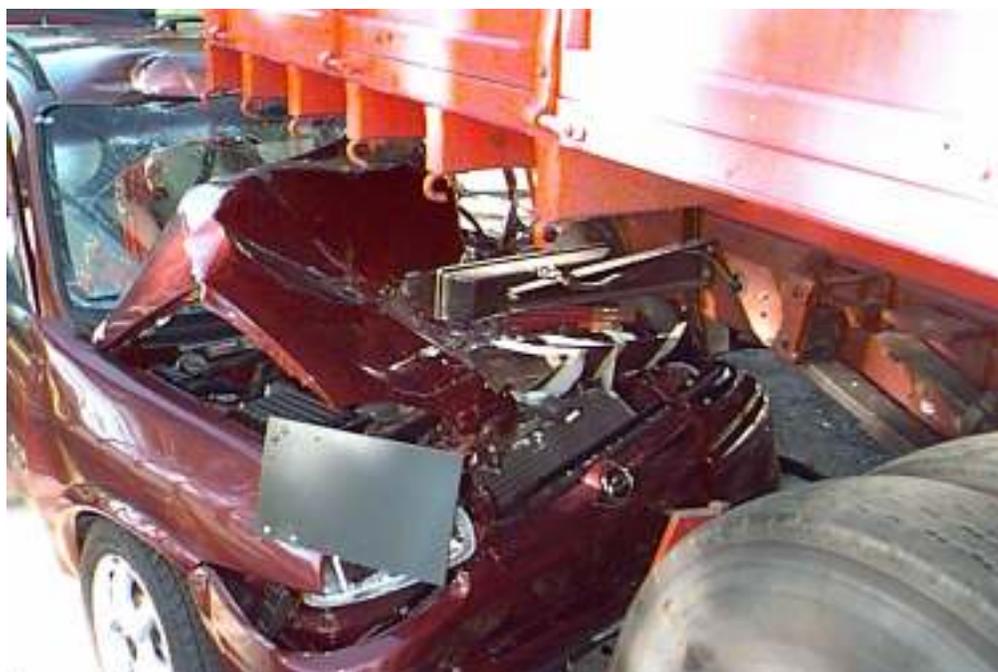


Figura 8.26: Posição final do automóvel após o impacto contra o pára-choque construído de acordo com a Resolução No. CONTRAN 805/95 (vista frontal).



Figura 8.27: Posição final do automóvel após o impacto contra o pára-choque construído de acordo com a Resolução CONTRAN No. 805/95 (vista traseira).



Figura 8.28: Pára-brisa rompido durante o *crash test*.



Figura 8.29: Detalhe do compartimento de passageiros do automóvel que colidiu contra o pára-choque construído de acordo com a Resolução CONTRAN No. 805/95.



Figura 8.30: Rasgo produzido no teto do automóvel pelo gancho da carroceria do caminhão.

Capítulo 9

Discussão

Conforme apontado na Secção 1.4, o primeiro objetivo deste trabalho (mas não o principal) era o de atestar a ineficiência dos pára-choques construídos de acordo com a Resolução CONTRAN No. 805/95 e a regulamentação europeia ECE R58. Este objetivo foi cumprido com a realização do *crash test* apresentado no Capítulo 8, cujo resultado confirmou as objeções apontadas no Capítulo 2 às regulamentações citadas. A Figura 8.11 mostra que, antes mesmo de tocar o pára-choque, a carroceria do caminhão já se aproximou perigosamente do pára-brisa do automóvel. A baixa capacidade de carga do pára-choque nos pontos P2 e P3 fez com que o mesmo se dobrasse quase que imediatamente após ser tocado, mesmo tendo sido atingido por uma região não estruturada do automóvel como o capuz do motor (Figura 8.23, 30 ms), praticamente não oferecendo resistência ao seu movimento. O pico de aceleração longitudinal medido no túnel do Corsa Station Wagon durante o teste (13 G) multiplicado pela massa do mesmo (1.400 kg) resulta num pico de força de 179 kN, valor muito inferior às estimativas apresentadas no Capítulo 5 e indicativo de que o automóvel encontrou pouca resistência em seu caminho. Mesmo que o pára-choque não tivesse se rompido, a região por ele atingida (capuz do motor) não ofereceria resistência nem capacidade de absorção de energia suficientes para amortecer o impacto ou evitar intrusão sob a carroceria. O movimento do automóvel só foi detido pelos pneus traseiros do caminhão (Figura 8.24), e a presença do pára-choque foi praticamente inócua (Figura 8.25). Caso o balanço da carroceria fosse maior, o que é permitido pela legislação brasileira, a mesma penetraria dentro do compartimento de passageiros do automóvel, com conseqüências trágicas para seus eventuais ocupantes. Mesmo sem ter havido essa penetração, o

impacto da carroceria com a região próxima ao pilar A do lado do motorista provocou o deslocamento para trás e para baixo do painel de instrumentos e do volante, o que poderia ter resultado na fratura dos dois fêmures de um eventual motorista (Figura 8.29). Além disso, não foi possível abrir a porta do lado do motorista, o que dificultaria a remoção das vítimas num acidente real. O baixo valor do pico de aceleração longitudinal (13 G) não deve ser tomado como indicativo de baixa severidade de impacto, uma vez que o compartimento de passageiros não foi preservado (Figuras 8.28 e 8.29). Em virtude do maior espaço percorrido pelo veículo antes de sua imobilização e da baixa rigidez das estruturas envolvidas no impacto, como o capuz do motor, pilares A, pára-brisa, teto do automóvel e pneus do caminhão, choques em que o automóvel penetra sob a carroceria do caminhão costumam resultar em baixas acelerações.

O resultado deste teste coincidiu com o realizado por Rechnitzer *et al.* (1993), que colidiram um veículo de 1.420 kg a 50 km/h em 50% de *offset* contra a traseira de um caminhão sem pára-choque e mediram um pico de aceleração longitudinal de 130 m/s^2 (13 G). Embora Rechnitzer *et al.* (1993) tenham utilizado um automóvel diferente do empregado neste trabalho e um caminhão sem pára-choque, a coincidência entre os demais parâmetros de ensaio e os resultados obtidos em ambos os testes sugere fortemente que a presença de um pára-choque construído de acordo com a Resolução CONTRAN No. 805/95 ou a regulamentação ECE R58 é praticamente inútil no caso de impactos em *offset* a 50 km/h.

O resultado do teste deixou claro que os parâmetros estabelecidos pela legislação brasileira então vigente (Resolução CONTRAN No. 805/95) não eram suficientes para produzir pára-choques que evitassem a penetração de um automóvel de 1.400 kg sob a carroceria de um caminhão no evento de um impacto fora de centro a 50 km/h. Uma vez apontado e comprovado o problema, partiu-se em busca de soluções, de acordo com o segundo e terceiro objetivos deste trabalho, listados na Secção 1.4, ou seja, estabelecer os parâmetros mínimos necessários para que um pára-choque traseiro de caminhão possa ser considerado confiável (idealmente, capaz de impedir a penetração sob o caminhão de um automóvel *médio* colidindo a 50 km/h) e projetar, construir e testar um pára-choque de acordo com os parâmetros estabelecidos.

Os estudos e as estimativas apresentados nos Capítulos 4 e 5 indicaram ser impossível o estabelecimento de parâmetros “universais” que resultariam em pára-choques capazes de resistir a impactos de todos os tipos de automóveis contra caminhões de toda a gama de massas permitidas pela legislação. Em relação à massa e à rigidez dos automóveis, uma solução de compromisso teve que ser adotada e estabeleceu-se que o pára-choque “ideal” deveria suportar as cargas estáticas $P1 = P3 = 100 \text{ kN}$ e $P2 = 150 \text{ kN}$, independentemente da massa do caminhão. As estimativas apresentadas no Capítulo 5 demonstraram que a massa deste exerce pouca influência na força desenvolvida durante o impacto, não sendo, portanto, razoável permitir que os pára-choques dos caminhões mais leves sejam menos resistentes.

Os valores de cargas estáticas citados acima se baseiam em um hipotético veículo “médio”, e teoricamente permitiriam a colisão de automóveis mais leves a velocidades maiores e limitariam a colisão de automóveis mais pesados a velocidades menores. Supondo-se um pára-choque capaz de resistir às cargas estáticas sugeridas, sendo as cargas P1 e P2 aplicadas simultaneamente (o que nem sempre será verdade para os pára-choques que resistirem às três cargas individualmente), e incluindo-se um fator dinâmico de 1,5 (devido ao encruamento do material) considerado na Seção 5.10, então o mesmo seria capaz de resistir a uma carga dinâmica de 375 kN distribuída sobre metade de sua travessa principal. Supondo-se que esse pára-choque sofra um impacto centrado assimétrico e efetuando-se em sentido inverso os cálculos apresentados na Seção 5.8 para os casos extremos (Daihatsu Charade e Chevrolet Blazer) e para o hipotético veículo “médio”, ou seja, calculando-se a velocidade de aproximação entre os veículos que produziria uma força de impacto de 375 kN sobre metade do pára-choque, obtém-se os resultados plotados na Figura 9.1. A Figura 9.2 mostra a penetração dos veículos sob a carroceria do caminhão em função da elasticidade do pára-choque, além da distância entre o *firewall* e o pára-choque dianteiro de cada um dos veículos considerados. Essa penetração corresponde à soma das deformações do veículo e do pára-choque, nas condições consideradas. A Figura 9.1 mostra que o veículo Daihatsu Charade apresenta um comportamento distante da média. Por ser um veículo pequeno, o mesmo poderia colidir a velocidades substancialmente maiores sem romper o pára-choque. O seu fator limitante, porém, não seria mais a velocidade de impacto, mas sim a penetração sob o caminhão, como pode ser observado na Figura 9.2. Nessa figura observa-se que a penetração desse automóvel sob a carroceria do caminhão será

aproximadamente igual à distância entre o seu pára-choque dianteiro e o seu *firewall* quando a elasticidade do pára-choque do caminhão for de 1,5 mm/kN. Portanto, de modo a se evitar a intrusão do compartimento de passageiros em automóveis pequenos, seria necessário limitar-se a elasticidade do pára-choque do caminhão a cerca de 1,5 mm/kN, equivalendo a uma rigidez de 667 kN/m.

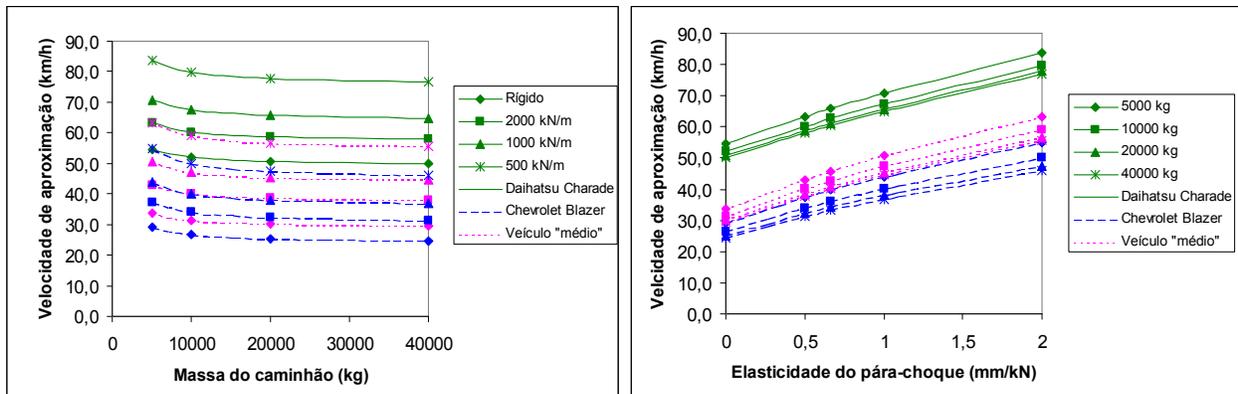


Figura 9.1: Máximas velocidades de aproximação com as quais os veículos Daihatsu Charade, Chevrolet Blazer e o hipotético veículo “médio” poderiam colidir contra um pára-choque dimensionado de acordo com as cargas estáticas sugeridas pelo Projeto Impacto sem rompê-lo, em função da massa do caminhão e da elasticidade do pára-choque.

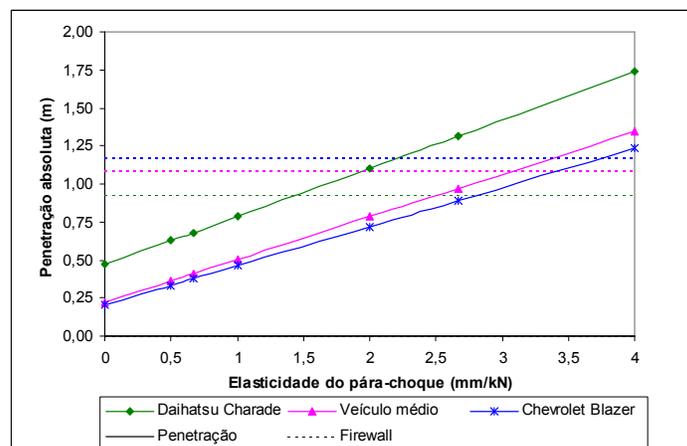


Figura 9.2: Penetração dos veículos sob o caminhão em função da elasticidade do pára-choque.

Considerando-se a faixa de elasticidade de 0,5 a 1,5 mm/kN (entre 667 e 2.000 kN/m de rigidez), um hipotético pára-choque dimensionado para as cargas estáticas recomendadas neste trabalho e capaz de suportar as cargas P1 e P2 simultaneamente, poderia resistir a impactos cujos extremos superiores e inferiores de velocidade estão listados na Tabela 9.1 (considerando-se caminhões entre 5.000 e 40.000 kg de massa total máxima). Observa-se que os valores de velocidade calculados distribuem-se em torno dos 50 km/h tomados como ponto de partida para os cálculos apresentados na Secção 5.8.

Tabela 9.1: Limites superior e inferior de velocidades de impacto que suportaria um pára-choque dimensionado de acordo com as cargas estáticas da Tabela 5.2, conforme o tipo de automóvel. (massa do caminhão entre 5.000 e 40.000 kg e rigidez do pára-choque entre 667 e 2.000 kN/m).

	Rigidez do pára-choque (kN/m)	Massa do caminhão (kg)	Velocidade de impacto (km/h)		
			Daihatsu Charade	Veículo “médio”	Chevrolet Blazer
Caso mais favorável	667	5.000	78	57	50
Caso mais desfavorável	2.000	40.000	58	38	31

Na prática, os limites de velocidade podem diferir ligeiramente dos apresentados na Tabela 9.1. Automóveis mais leves costumam ser menores, e uma colisão a velocidades mais elevadas poderia produzir uma deformação tal que ocorreria penetração no compartimento de passageiros mesmo se o pára-choque resistisse ao impacto. O veículo Daihatsu Charade, por exemplo, que segundo a Tabela 9.1 poderia colidir a 78 km/h contra a traseira de um caminhão de 5.000 kg equipado com pára-choque de rigidez igual a 667 kN/m, penetraria nessas condições 0,945 m sob a carroceria, sendo que a distância entre o seu pára-choque dianteiro e o seu *firewall* é da ordem de 0,93 m. Embora o pára-choque pudesse resistir ao impacto, não haveria garantia de integridade do compartimento de passageiros, mesmo restringindo-se a rigidez do pára-choque do caminhão a 667 kN/m. Já os automóveis mais pesados costumam possuir um maior comprimento disponível para deformação em suas regiões frontais, de forma que mesmo no caso de rompimento do pára-choque poderia não haver intrusão do compartimento de passageiros, desde que o pára-choque absorvesse energia suficiente antes de se romper e a energia cinética residual do automóvel fosse suficientemente baixa para ser dissipada pelo atrito contra o metal deformado

sob o caminhão. Há que se considerar que o eventual rompimento do pára-choque pode não implicar necessariamente em total perda de resistência, pois um pára-choque dimensionado de acordo com as cargas estáticas sugeridas provavelmente deverá possuir uma massa e um volume metálicos tais que, deformado entre a carroceria do caminhão e a região frontal do automóvel, poderá continuar opondo resistência (obviamente baixa) à penetração deste. Na verdade, a máxima velocidade de impacto que um pára-choque suportaria para cada tipo de automóvel só poderia ser determinada por intermédio da realização de uma onerosa série de *crash tests*, algo economicamente inviável.

As considerações acima não são válidas para veículos do tipo “van”, que apresentam maior massa e menor comprimento disponível para deformação. No que diz respeito a esse tipo de veículo, os parâmetros sugeridos para o projeto do pára-choque poderiam não ser suficientes para evitar intrusão do compartimento de passageiros em colisões a 50 km/h, conforme a Tabela 9.1.

A altura em relação ao solo foi considerada como fundamental para a efetividade do pára-choque, por esse motivo não se aceitou uma solução de compromisso e estabeleceu-se um valor máximo de 400 mm para este parâmetro, embora possam existir automóveis cuja estrutura resistente esteja acima dessa cota ou cujo bloco do motor alcançaria suficiente engajamento com um pára-choque mais alto. Ao contrário do caso da resistência do pára-choque, estabelecida com base em um veículo médio, em que a maior força produzida pelo impacto de um automóvel de massa mais elevada poderia ser compensada pela maior distância entre o seu pára-choque dianteiro e o seu compartimento de passageiros, um veículo mais baixo não teria nenhuma compensação na colisão contra um pára-choque com altura definida pela média, pelo contrário, a sua colisão com um pára-choque de altura inadequada teria como agravante o surgimento do efeito de cunha. O inconveniente acarretado pela colocação do pára-choque mais próximo do pavimento (e faceando o final da carroceria), que é o prejuízo à manobrabilidade do caminhão, pode ser compensado dotando-se de capacidade basculante o dispositivo de proteção, enquanto que o prejuízo provocado pelo efeito de cunha não tem solução.

Com base nos parâmetros estabelecidos nos Capítulos 4 e 5 projetou-se, construiu-se e testou-se o pára-choque articulado descrito no Capítulo 7. Decidiu-se não registrar pedido de

patente para esse projeto, pois o objetivo fundamental do Projeto Impacto era o de possibilitar a diminuição do número de fatalidades em colisões de automóveis contra a traseira de caminhões, e não o de obter lucros. Assim, o projeto foi colocado a disposição de todos que quisessem copiá-lo, sem qualquer burocracia. Além disso, considerou-se que seria incoerência solicitar-se patente de um projeto de pára-choque e posteriormente trabalhar para que fosse aprovada uma regulamentação que exigisse a fabricação de pára-choques de acordo com os parâmetros empregados no referido projeto.

O pára-choque articulado teve sucesso em evitar a intrusão do automóvel sob a carroceria do caminhão no teste de impacto fora de centro descrito no Capítulo 8. Fundamentais para evitar o efeito de cunha e a penetração do automóvel sob o caminhão foram a distância do pára-choque em relação ao pavimento e o fato de o mesmo ter sido montado faceando o final da carroceria (Figura 8.5), uma vez que o rompimento da solda em uma das articulações reduziu a sua resistência mecânica. Os danos de pequena monta observados no compartimento de passageiros do automóvel (Figuras 8.20 e 8.22) sugerem que em um acidente real, em condições similares, os possíveis passageiros sofreriam somente lesões leves, se tanto. Sugerem também que esse pára-choque poderia aumentar a possibilidade de sobrevivência dos ocupantes do automóvel mesmo em caso de impacto a uma velocidade maior. O rompimento da solda em uma das articulações alterou o padrão de distribuição de esforços entre o pára-choque e o chassi do caminhão, em relação ao previsto inicialmente, produzindo uma inesperada flexão das longarinas. Conseqüentemente, a deformação da estrutura observada no teste não pode ser comparada com a previsão feita através do método dos elementos finitos, pois a falha de uma das articulações produziu um padrão de distribuição de esforços diferente daquele previsto no modelo computacional, que não levou em conta essa possível falha. A flexão das duas vigas U 10" x 3" x 0,28" do chassi do caminhão absorveu parte da energia do impacto e facilitou a rotação e o deslocamento lateral do automóvel, compensando a perda de resistência. Apesar disso, o pico de aceleração longitudinal medido no túnel do automóvel (61 G) foi elevado, considerando-se que, segundo informação verbal do fabricante, o pico de aceleração medido no impacto do mesmo veículo contra barreira rígida à mesma velocidade é da ordem de 80 G. A multiplicação dos 61 G pela massa do automóvel (1.200 kg) resulta num pico de força de 718 kN, valor muito superior ao previsto para ser suportado por metade do pára-choque, sugerindo que pode ter havido

distribuição da carga por toda a estrutura e demonstrando a importância do reforço traseiro, dos parafusos Allen e das esperas fixados sob as longarinas do chassi (respectivamente D, S e K da Figura II.1). Caso a solda não tivesse falhado, provavelmente um pico maior de aceleração teria sido medido, mas que ainda deveria ser menor do que o pico medido no impacto do mesmo veículo contra barreira rígida à mesma velocidade.

Comparando-se os resultados obtidos no teste do pára-choque articulado com os obtidos por Rechnitzer *et al.* (1993), que projetaram e testaram com sucesso um outro pára-choque traseiro de caminhão, não articulado, utilizando-se dos mesmos parâmetros de projeto, observa-se que o pára-choque articulado sofreu danos de maior monta que o pára-choque dos pesquisadores citados, o qual sofreu somente danos pequenos. O pára-choque articulado tem a grande vantagem de ser capaz de superar obstáculos, mas apresentou deficiências em sua fixação ao chassi do caminhão, o que levou à modificação desse ponto no projeto. A máxima aceleração longitudinal medida no teste deste pára-choque (61 G) foi consideravelmente maior do que a obtida pelos pesquisadores citados (cerca de 22 G). Poderiam ter contribuído para essa discrepância o fato de o caminhão não estar com o freio de estacionamento acionado no teste conduzido por Rechnitzer *et al.* (1993), tendo podido se deslocar livremente para frente, além do que foram utilizados automóveis com diferentes capacidades de absorção de energia nos dois testes. Somente esses fatores, porém, não explicam a grande diferença entre os picos de aceleração. Da Equação 5.43 deduz-se que o incremento em v_{eq} (velocidade equivalente ao impacto contra barreira rígida) produzido pelo uso dos freios do caminhão é igual a $g.t.\lambda/v_a$. Considerando-se que a velocidade de aproximação v_a foi idêntica nos dois testes (13,9 m/s), o tempo de impacto no teste do pára-choque articulado igual a 0,2 s e que o valor de λ para máxima eficiência de frenagem é de 0,9 (Buckman, 1998), o máximo incremento teórico em v_{eq} devido aos freios do caminhão seria da ordem de 13%, incremento insuficiente para justificar o elevado valor de aceleração medido no teste do pára-choque articulado, mesmo desprezando-se o fato de que a eficiência dos freios de estacionamento costuma ser baixa. Uma eventual diferença na capacidade de absorção de energia dos automóveis utilizados também não parece ser suficiente para justificar um aumento de quase três vezes no pico de aceleração entre os dois testes. Por outro lado, observando-se a Figura 8.13, que apresenta a curva de aceleração medida no impacto do pára-choque articulado, nota-se que os picos oscilam acima e abaixo de zero. O pico máximo positivo de 61 G (600 m/s^2), por exemplo,

é precedido por um pico máximo negativo de aproximadamente -32 G (-310 m/ s²). A forma dessa curva permite supor que a discrepância entre os picos medidos nos dois testes poderia ter se originado no emprego de diferentes métodos de aquisição ou tratamento do sinal ou, mais especificamente, de filtragem do sinal.

A comparação dos resultados do teste do pára-choque articulado com os demais testes realizados por outros pesquisadores, citados no Capítulo 3, é prejudicada por diferenças na altura dos pára-choques, massa e rigidez dos automóveis e posição de impacto (centrado ou *offset*). Ainda assim, o único dos testes citados em que se mediu um pico de aceleração próximo ao do pára-choque articulado (63 G) foi no impacto centrado de um automóvel de 1.760 kg a 64 km/h contra uma barreira rígida elevada 610 mm do pavimento (DeLeyes e Ryder, 1971). Exceto pela altura da barreira, as condições desse teste foram muito mais severas que as do pára-choque articulado. De qualquer forma, a própria deformação apresentada pelo pára-choque articulado em comparação ao pára-choque de Rechnitzer *et al.* (1993) indica que a severidade do impacto não foi elevada como sugere o pico de 61 G medido durante o impacto.

A despeito dessa dúvida em relação à máxima aceleração produzida no impacto, o pára-choque articulado foi bem sucedido em seu objetivo inicial, que era o de impedir a penetração do automóvel sob a carroceria do caminhão em um impacto a 50 km/h, sendo assim aprovados os parâmetros definidos nos Capítulos 4 e 5. A única ressalva a esses parâmetros diz respeito ao fato de a resistência estática ser exigida em pontos discretos, com as cargas sendo aplicadas individualmente, enquanto que num impacto real a força é distribuída por toda a área de impacto. Essa forma de aplicação das cargas não garante que um determinado pára-choque, mesmo que aprovado no teste estático, suporte a carga distribuída equivalente. Por isso, o ideal seria estabelecer-se a aplicação de uma carga distribuída sobre metade da travessa principal do pára-choque no teste estático, como faz a nova norma canadense CMVSS 223 (Transport Canada, 2004). Porém, em virtude da dificuldade de se realizar esse ensaio nas atuais condições brasileiras, optou-se por manter a sugestão dos três pontos P1, P2 e P3.

Os resultados dos dois *crash tests* realizados forneceram subsídios para a implementação do quarto objetivo deste trabalho, que era o de sensibilizar as autoridades competentes para que

fosse revisada a Resolução CONTRAN No. 805/95 e de apresentar sugestões para a elaboração de uma nova regulamentação. Para atingir esse objetivo foram produzidas diversas apresentações em eventos técnico-científicos e publicados vários trabalhos, os quais estão listados no Anexo III. A repercussão provocada por essas publicações resultou nas premiações apresentadas no mesmo Anexo e em várias citações, estando listadas no Anexo III aquelas que foi possível identificar até o momento.

Com a repercussão provocada pela publicação dos resultados dos *crash tests*, o Comitê Brasileiro de Implementos Rodoviários (CB-39) da Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT), por intermédio da sua Comissão de Estudo de Rebocados Pesados, da qual tomou parte o autor deste trabalho, elaborou as normas técnicas ABNT NBR 14648:2001 – “Pára-choque traseiro para caminhões e veículos rebocados com massa total máxima acima de 4,6 t - Requisitos e métodos de ensaio” (ABNT, 2001) e ABNT NBR 14769:2000 – “Pára-choque traseiro de caminhonetes, caminhões e veículos rebocados com massa total máxima até 4,6 t - Requisitos e métodos de ensaio” (ABNT, 2000). Baseado na norma ABNT NBR 14648:2001, o Departamento Nacional de Trânsito (DENATRAN) elaborou uma nova proposta de resolução sobre pára-choques traseiros de caminhões, proposta que se tornou a Resolução CONTRAN No. 152/03, aprovada em 29 de outubro de 2003, publicada no Diário Oficial da União de 13 de novembro de 2003 e republicada em 22 de dezembro de 2003, para entrada em vigor em 1º. de julho de 2004. A Resolução CONTRAN No. 152/03 está reproduzida no Apêndice B.

A nova Resolução No. 152/03 apresentou inúmeros progressos em comparação à anterior No. 805/95. A Tabela 9.2 apresenta uma comparação entre as duas Resoluções e as sugestões do Projeto Impacto. Em relação aos parâmetros geométricos do pára-choque, a Resolução No. 152/03 estabelece que o mesmo deva ser montado faceando o final da carroceria do caminhão e com uma altura máxima em relação ao solo de 400 mm. Esses requisitos estão de acordo com o defendido pelo Projeto Impacto. No que diz respeito à capacidade estática de carga do pára-choque, a Resolução No. 152/03 distribuiu os caminhões em quatro grupos, de acordo com o seu Peso Bruto Total (PBT), e estabeleceu diferentes forças de teste para cada grupo, conforme a Tabela 9.2. A nova Resolução estabeleceu ainda um valor de 150 mm de deformação permanente máxima após o teste estático.

Tabela 9.2: Comparação entre os requisitos técnicos estabelecidos pelas Resoluções CONTRAN No. 152/03, No. 805/95 e as sugestões do Projeto Impacto (para definição de D e H ver Figura 2.2, e para posição dos pontos P1*, P2 e P3 ver Figura 2.1).

Resolução CONTRAN	No. 152/03		No. 805/95		Sugestões do Projeto Impacto	
Aplicabilidade	Veículos de carga com PBT \geq 4,6 toneladas		Veículos de carga com PBT \geq 3,5 toneladas		Todos	
Altura máxima em relação ao solo (H)	400 mm		550 mm		400 mm	
Recuo longitudinal máximo (D)	0		400 mm		0	
Resistência estática do pára-choque (kN) x PBT do caminhão (t)	P1	4,6 - 6,5 t	50 kN	3,5 - 20 t	12,5% do PBT (4,375 - 25 kN)	100 kN
		6,5 - 10 t	60 kN			
		10 - 23,5 t	80 kN	> 20 t	25 kN	
		> 23,5 t	100 kN			
	P2	4,6 - 6,5 t	75 kN	3,5 t - 20 t	50% do PBT (17,5 - 100 kN)	150 kN
		6,5 - 10 t	90 kN			
		10 - 23,5 t	120 kN	> 20 t	100 kN	
		> 23,5 t	150 kN			
	P3	4,6 - 6,5 t	50 kN	3,5 - 20 t	12,5% do PBT (4,375 - 25 kN)	100 kN
		6,5 - 10 t	60 kN			
		10 - 23,5 t	80 kN	> 20 t	25 kN	
		> 23,5 t	100 kN			

*Na Resolução No. 152/03 o ponto P1 está localizado a 200 mm da extremidade lateral da carroceria ou do equipamento.

Embora esses parâmetros de resistência representem substancial progresso em relação à Resolução No. 805/95, especialmente no caso da força P1, que além de ter seus valores elevados,

teve seu ponto de aplicação deslocado de 100 mm em direção à extremidade do pára-choque, os valores sugeridos pelo Projeto Impacto só foram acatados para os caminhões com PBT acima de 23,5 toneladas. A Figura 9.3 apresenta uma comparação entre as forças exigidas para o teste estático por cada uma das resoluções e a sugestão do Projeto Impacto.

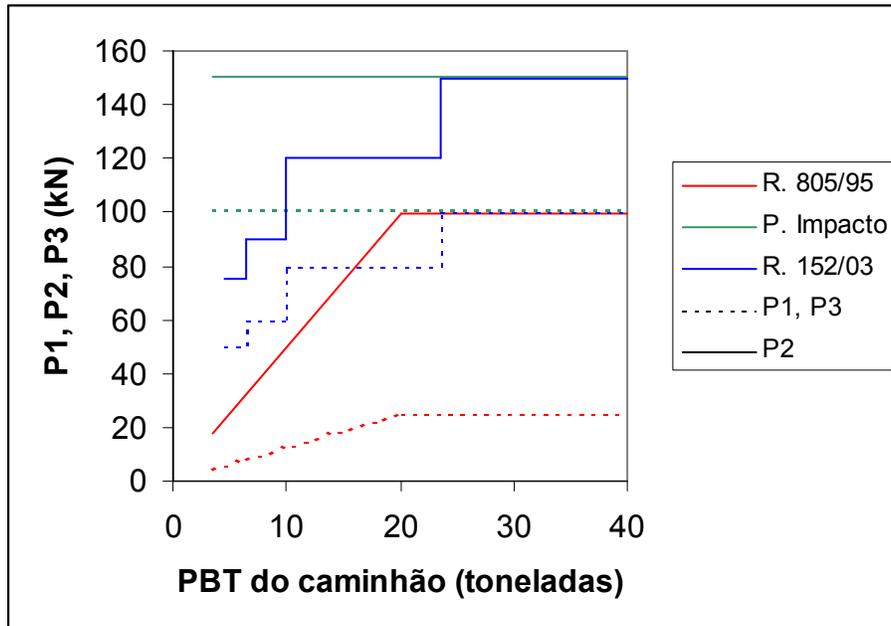


Figura 9.3: Comparação entre as forças estabelecidas para o teste estático pelas Resoluções No. 152/03, No. 805/95 e a sugestão do Projeto Impacto, em função do PBT do caminhão (P1, P3: linhas tracejadas; P2: linhas contínuas).

Supondo-se que um pára-choque construído de acordo com a Resolução CONTRAN No. 152/03, capaz de resistir simultaneamente às forças P1 e P2, sofra um impacto centrado assimétrico (lateral do automóvel alinhada com a extremidade do pára-choque) e efetuando-se para os casos extremos (Daihatsu Charade e Chevrolet Blazer) e para o hipotético veículo “médio”, e em sentido inverso, os cálculos apresentados na Secção 5.8, ou seja, calculando-se a velocidade de aproximação que produziria uma força de impacto de 375 kN sobre metade do pára-choque (considerando-se aí o aumento de resistência do pára-choque por encruamento do material), obtém-se os resultados plotados na Figura 9.4. Considerou-se nos cálculos uma rigidez média do pára-choque de $375 \text{ kN}/300 \text{ mm} = 1.250 \text{ kN/m}$, sendo 300 mm a máxima deformação

permitida no ensaio estático pela última revisão da norma ABNT NBR 14648 (ver mais à frente). As velocidades de impacto relativamente elevadas encontradas para o Daihatsu Charade devem ser observadas com cautela, pois a pequena distância entre o *firewall* e o pára-choque dianteiro desse veículo pode fazer com que ocorra penetração do seu compartimento de passageiros mesmo se o pára-choque do caminhão resistir ao impacto, conforme discutido anteriormente.

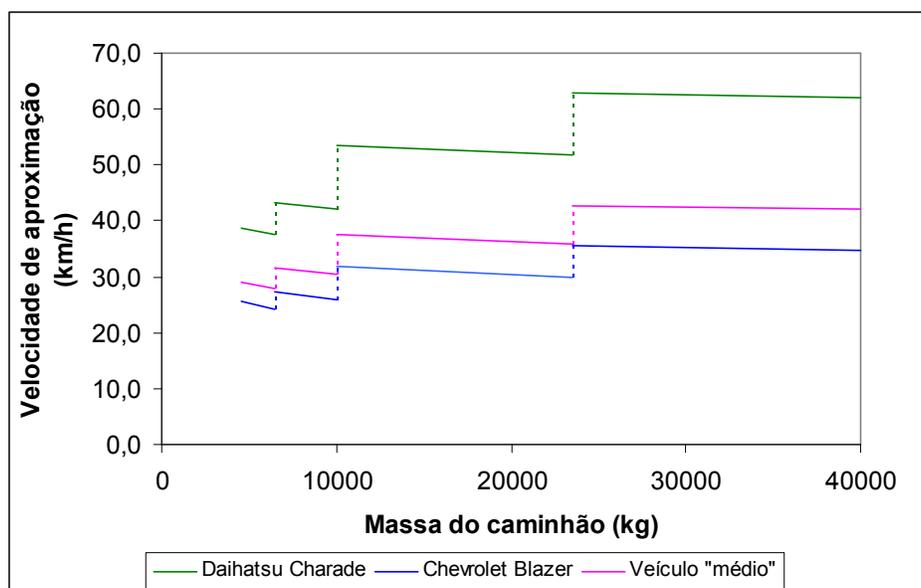


Figura 9.4: Estimativa das máximas velocidades de impacto que um pára-choque construído de acordo com a Resolução CONTRAN No. 152/03 poderia suportar na colisão com os veículos Daihatsu Charade, Chevrolet Blazer e um hipotético veículo “médio”.

Embora a Resolução CONTRAN No. 152/03 esteja em vigor desde 1º. de julho de 2004, até o momento o Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial (INMETRO) não regulamentou a construção, ensaio e instalação de pára-choque traseiro para veículos de carga, o fazendo somente para veículos utilizados no transporte rodoviário de produtos perigosos, por meio do RTQ (Regulamento Técnico de Qualidade) 5 – “Inspeção de veículos rodoviários para o transporte de produtos perigosos” (Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial, 2004) e de seu documento complementar RTQ 32 – “Pára-choque traseiro de veículos rodoviários para o transporte de produtos perigosos - construção, ensaio e instalação”. Enquanto isso não acontecer, não existirá a obrigatoriedade de execução do

ensaio estático em Organismos de Inspeção Acreditados (OIA's) e, em consequência, esse ensaio só será realizado por vontade própria do implementador ou do proprietário do caminhão, e não haverá garantia de que os pára-choques instalados em caminhões a partir de 01/07/2004 suportem as forças estabelecidas pela Resolução CONTRAN No. 152/03.

Depois de cinco anos de sua primeira publicação, a norma ABNT NBR 14648:2001 foi submetida a revisão, concluída com a sua substituição pela norma ABNT NBR 14648:2006 – “Pára-choque traseiro de caminhonetes, caminhões e rebocados”. Duas das sugestões de modificação na Resolução No. 805/95 que haviam sido feitas pelo Projeto Impacto e não haviam sido acatadas, e que, portanto, não haviam sido incluídas na Resolução No. 152/03, foram levadas em consideração na revisão da norma. São elas a diminuição, de 600 mm para 450 mm, da altura máxima acima do solo dos pontos P1, P2 e P3, e a inclusão da possibilidade de se realizar o ensaio estático do pára-choque em uma bancada de testes (Nota: embora essa possibilidade não conste da Resolução No. 152/03, o INMETRO aceita a realização do ensaio em bancada). Porém, até o momento a Resolução CONTRAN No. 152/03 não foi atualizada de modo a considerar as modificações introduzidas pela nova versão da norma ABNT NBR 14648. As principais modificações introduzidas na norma ABNT NBR 14648:2006 foram as seguintes:

- Englobou e substituiu a norma ABNT NBR 14769:2000 – “Pára-choque traseiro de caminhonetes, caminhões e veículos rebocados com massa total máxima até 4,6 t - Requisitos e métodos de ensaio”. A Tabela 9.3 apresenta os parâmetros de resistência exigidos para os veículos com PBT inferior a 4,6 toneladas;
- O ensaio estático do pára-choque passa a ser realizado somente em bancada de teste;
- A deformação máxima admitida no teste estático passa a ser de 300 mm, medidos durante o teste, e não mais 150 mm de deformação residual;
- Maior flexibilidade na localização dos pontos P2 (distanciados entre 500 e 1300 mm entre si, contra 700 e 1000 mm na versão anterior);
- A altura dos pontos P1, P2 e P3 passa a ser definida em relação à borda inferior da travessa principal do pára-choque (máximo 75 mm), considerando-se o pára-choque montado no caminhão. Com isso, os pontos de aplicação de força estariam a no máximo 475 mm de altura em relação ao pavimento.

Tabela 9.3: Forças a serem aplicadas aos veículos de PBT inferior a 4,6 toneladas segundo a norma ABNT NBR 14648:2006.

Peso Bruto Total	Forças aplicadas (kN)		
	P1	P2	P3
Até 3 t	15	25	15
Acima de 3 t até 4,6 t	30	45	30

Capítulo 10

Conclusões e Sugestões para Próximos Trabalhos

10.1 Conclusões

Foi demonstrado por meio de *crash test* que um pára-choque construído de acordo com a Resolução CONTRAN N^o 805/95 não é capaz de evitar a intrusão de um automóvel relativamente pequeno sob a carroceria de um caminhão em uma colisão a 50 km/h em *offset* de 50%. Responsáveis pela ineficiência desse pára-choque são a sua baixa resistência mecânica, altura em relação ao solo muito grande e fixação muito distante da extremidade da carroceria. Esse resultado indicou a necessidade de uma revisão na Resolução CONTRAN No. 805/95 que resultasse na especificação de pára-choques realmente eficazes em proteger os ocupantes de automóveis no caso de colisão contra a traseira de caminhões.

Foi demonstrado, também por meio de *crash test*, que um pára-choque dimensionado para resistir às cargas estáticas $P1 = P3 = 100 \text{ kN}$ e $P2 = 150 \text{ kN}$, montado a 400 mm de altura em relação ao pavimento e faceando a extremidade traseira da carroceria, é capaz de evitar a intrusão do automóvel sob o caminhão nas mesmas condições citadas acima. O prejuízo na manobrabilidade do caminhão oriundo da redução no ângulo de saída causada pela posição de montagem desse pára-choque pôde ser facilmente superado, dotando-o de articulações que possibilitaram o seu basculamento para trás. Com base nesse resultado, sugeriu-se que os parâmetros utilizados no projeto deste pára-choque fossem adotados na revisão da Resolução CONTRAN No. 805/95.

A campanha desenvolvida para chamar a atenção das autoridades para o problema obteve sucesso em conseguir que a Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) elaborasse a norma técnica ABNT NBR 14648:2001 – “Pára-choque traseiro para caminhões e veículos rebocados com massa total máxima acima de 4,6 t - Requisitos e métodos de ensaio” e que, a partir dessa norma, o Departamento Nacional de Trânsito (DENATRAN) editasse a Resolução CONTRAN No. 152/03, aprovada em 29 de outubro de 2003, publicada no Diário Oficial da União de 13 de novembro de 2003 e republicada em 22 de dezembro de 2003, para entrada em vigor em 1º. de julho de 2004. Embora essa norma e essa resolução não tenham incluído todas as sugestões apresentadas pelo Projeto Impacto, elas representam um substancial progresso em relação à legislação então vigente. Aguarda-se ainda que o Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial (INMETRO) regulamente a construção, ensaio e instalação de pára-choque traseiro para todos os veículos de carga para que os avanços introduzidos pela Resolução CONTRAN No. 152/03 possam efetivamente começar a surtir efeito.

No âmbito nacional a situação está parcialmente resolvida no papel, mas não na prática. No âmbito internacional o problema continua irresolvido, como apontou recentemente Bloch (2008).

10.2 Sugestões para próximos trabalhos

- Realizar simulação computacional de *crash tests* por meio de programas como LS-DYNA3D, MADYMO ou PAM-CRASH, com o objetivo de se analisar a correlação entre a resistência estática do pára-choque prescrita nas normas e o seu comportamento dinâmico;
- Estudar a influência da altura do pára-choque em relação ao pavimento por meio de simulação computacional de *crash tests*;
- Estudar a influência do tipo de carregamento considerado no projeto do pára-choque (carga concentrada versus carga distribuída) no desempenho do mesmo em impactos;
- Testar o método de ensaio do pêndulo ou de coluna, descrito na Seção 5.9;

- Projetar, construir e testar um pára-choque em liga de alumínio;
- Estudar a viabilidade de se utilizarem os pneus sobressalentes dos caminhões como parte do dispositivo anti-intrusão;
- Estudar o amortecimento viscoelástico dos materiais citados no Capítulo 6, medindo-se os seus fatores de perda (*loss factor*) por meio da técnica do decremento logarítmico, de forma a se compararem suas capacidades de absorver energia no impacto e de suportar forças mais elevadas dinamicamente do que estaticamente.

Referências Bibliográficas

- AGARWAL, S. **Final report of new car assessment program testing of a 2004 Ford Taurus SE**, NHTSA No. M40201. Burlington, Wisconsin, USA: MGA Research Corporation, 2003. 212 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/database/asp/getmedia.aspx?tstno=4776&index=2&database=V&type=R>>. Acesso em: 7 maio 2007.
- AKIYAMA, K. Analysis of large truck accidents in Japan. In: INTERNATIONAL TECHNICAL CONFERENCE ON THE ENHANCED SAFETY OF VEHICLES, 18th, 2003, Nagoya, Japan. **Proceedings...** Washington DC, USA: NHTSA, 2003. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/pdf/nrd-01/esv/esv18/cd/files/18ESV-000243.pdf>>. Acesso em: 8 jul. 2004.
- ALLARD, L. **Collision frontale de recherche: Ford Taurus 2001 TC# 01-225**. Blainville, Quebec, Canadá: PMG Technologies, Centre d'Essais et de Recherche, 2001. 24 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/database/asp/getmedia.aspx?tstno=4150&index=1&database=V&type=R>>. Acesso em: 7 maio 2007.
- ALLARD, L. **Collision frontale de recherche: Nissan Altima 1998 TC# 98-102**. Blainville, Quebec, Canada: PMG Technologies, Centre d'Essais et de Recherche, 1998. 60 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/database/asp/getmedia.aspx?tstno=2858&index=1&database=V&type=R>>. Acesso em: 3 maio 2007.
- ANDERSON, J.; GWEHENBERGER, J.; BENDE, J.; LENEMAN, F. Truck/trailer compatibility with cars and related topics from VC-COMPAT. In: INTERNATIONAL CONGRESS ON TRUCK SAFETY, 20th, 2003, Hungary. **Anais...** CD-ROM. 11 p.
- APPLEBY, M. R.; BISCHOFF, D. C.; SIEGEL, A. W.; NAHUM, A. M. Injuries in underride-override collisions - a clinical study. SAE Paper 700483. **SAE Transactions**, New York, USA, v. 79, section 3, p. 1708-1715, 1970.

- ARRUDA, A. C. F.; SCHMUTZLER, L. O. F. O Projeto Impacto. In: SIMPÓSIO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA, IX, 1997, São Paulo. **Anais...** São Paulo: Associação Brasileira de Engenharia Automotiva (AEA), 1997. p. 440-445.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, Rio de Janeiro. NBR 14648:2006; Pára-choque traseiro de caminhonetes, caminhões e rebocados. Rio de Janeiro, 2006. 7 p.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, Rio de Janeiro. NBR 14648:2001; Pára-choque traseiro para caminhões e veículos rebocados com massa total máxima acima de 4,6 t - Requisitos e método de ensaio. Rio de Janeiro, 2001.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, Rio de Janeiro. NBR 14769:2000; Pára-choque traseiro de caminhonetes, caminhões e veículos rebocados com massa total máxima até 4,6 t - Requisitos e métodos de ensaio. Rio de Janeiro, 2000.
- ASSOCIAÇÃO NACIONAL DOS FABRICANTES DE VEÍCULOS AUTOMOTORES. Tabelas estatísticas: dados referentes a 2003. Disponível em: <<http://www.anfavea.com.br/tabelas2003/tabelas.htm>>. Acesso em: 26 out. 2004.
- ATAHAN, A. O. Design and simulation of an energy absorbing underride guard for heavy vehicle rear-end impacts. Heavy Vehicle Systems, A Special Issue of the **International Journal of Vehicle Design**, Olney, United Kingdom, v. 10, n. 4, p. 321-343, 2003.
- AUSTRALIAN TRANSPORT SAFETY BUREAU. **Road crash data and rates: Australian states and territories 1925-2002**. Canberra, Australia: Australian Transport Safety Bureau, Department of Transport and Regional Services, 2003. 25 p. Disponível em: <http://www.atsb.gov.au/road/stats/pdf/crash_rates_2003.pdf>. Acesso em 7 jul. 2004.
- BACZYNSKI, R.; JOHNSON, N.; DAVIS, S. **Development of compliance test for truck rear underride protection - volume 1 - summary report**, Report no. DOT-HS-805-564. Phoenix, USA: Dynamic Science Inc., 1980. 50 p.
- BEERMANN, H. J. Behaviour of passenger cars on impact with underride guards. **Int. J. of Vehicle Design**, v. 5, n. 1/2, p. 86-103, 1984.
- BERG, A.; KREHL, M.; RIEBECK, L.; BREITLING, U. Passive safety of trucks in frontal and rear-end collisions with cars. In: INTERNATIONAL TECHNICAL CONFERENCE ON THE ENHANCED SAFETY OF VEHICLES, 18th, 2003, Nagoya, Japan. **Proceedings...** Washington DC, USA: NHTSA, 2003. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/pdf/nrd-01/esv/esv18/cd/files/18ESV-000341.pdf>>. Acesso em: 8 out. 2004.

- BLOCH, B. Deep Impact. **Crash Test Technology International**, Surrey, UK, p. 6-9, Sep. 2008.
- BLOCH, B.; SCHMUTZLER, L. O. Improved crashworthy designs for truck underride guards. In: INTERNATIONAL TECHNICAL CONFERENCE ON THE ENHANCED SAFETY OF VEHICLES, 16th, 1998, Windsor, Canada. **Proceedings...** Washington DC, USA: NHTSA, 1998, v. 2, p. 833-845.
- BLOCH, B. Underride guards: is the new NHTSA regulation good enough? In: SAE HEAVY VEHICLE UNDERRIDE PROTECTION TOPTEC, 1997, Palm Springs, USA.
- BLOCH, B.; WOLFE, E. Truck underride tragedies. **TRIAL Magazine**, Washington DC, USA: American Association for Justice, p. 32-35, February 1993.
- BLOWER, D.; CAMPBELL, K. L. **Incidence of rear underride in fatal truck crashes 1997-1998**. Report no. UMTRI 2001-16. Ann Arbor, Michigan, USA: University of Michigan, Transportation Research Institute, Center for National Truck Statistics, 2002, 18 p.
- BLOWER, D.; CAMPBELL, K. L. **Underride in rear-end fatal truck crashes**. Report no. UMTRI 99-41. Ann Arbor, Michigan, USA: University of Michigan, Transportation Research Institute, Center for National Truck Statistics, 1999, 15 p.
- BOUCHER, D.; DAVIS, D. B. T. A discussion on rear underride protection in Canada. In: WORLD FORUM FOR HARMONIZATION OF VEHICLE REGULATIONS (WP.29), 127th session, Informal document no. 5, 2002, Geneva, Switzerland: United Nations Commission for Europe (UNECE), Transport Division, 8 p. Disponível em: <<http://www.unece.org/trans/doc/2002/wp29/TRANS-WP29-127-inf05e.pdf>>. Acesso em 25 out. 2004.
- BRAVER, E. R.; CAMMISA, M. X.; LUND, A. K.; EARLY, N.; MITTER, E. L.; POWELL, M. R. Incidence of large truck-passenger vehicle underride crashes in Fatal Accident Reporting System and National Accident Sampling System. **Transportation Research Record**, Washington DC, USA, v. 1595, p. 27-33, March 1997.
- BRAVER, E. R.; MITTER, E. L.; LUND, A. K.; CAMMISA, M. X.; POWELL, M. R.; EARLY, N. A photograph-based study of the incidence of fatal truck underride crashes in Indiana. **Accident Analysis and Prevention**, Amsterdam, The Netherlands, v. 30, n. 2, p. 235-243, 1998.
- BUCKMAN, L. C. **Commercial vehicle braking systems: air brakes, ABS and beyond**. SAE Special Publication SP-1405, Warrendale, Pennsylvania, USA: Society of Automotive Engineers, Inc., 1998. 172 p.

- BUREAU OF TRANSPORTATION STATISTICS. National Transportation Statistics 2003. Washington, DC, USA: U.S. Department of Transportation, Bureau of Transportation Statistics, 2004. Disponível em: <http://www.bts.gov/publications/national_transportation_statistics/2003/html/table_01_11.html>. Acesso em: 25 ago. 2004.
- BUSSTRA, J. Government status report from The Netherlands. In: INTERNATIONAL TECHNICAL CONFERENCE ON THE ENHANCED SAFETY OF VEHICLES, 18th, 2003, Nagoya, Japan. **Proceedings...** Washington DC, USA: NHTSA, 2003. Disponível em <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/pdf/nrd-01/esv/esv18/CD/Files/18ESV-000572.pdf>>. Acesso em: 10 jun. 2005.
- CAMPBELL, K. L. Energy basis for collision severity. SAE Paper 740565. **SAE Transactions**, New York, USA, v. 83, section 3, p. 2114-2126, 1974.
- CARLSON, L. E. **Add-on acceleration measurements passenger cars - FVMSS 204**. Los Angeles, California, USA: Mobility Systems and Equipment Company, 1981. 14 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/database.aspx/getmedia.aspx?tstno=509&index=1&database=V&type=R>>. Acesso em: 10 abr. 2007.
- CESARI, D. Status report of France. In: INTERNATIONAL TECHNICAL CONFERENCE ON THE ENHANCED SAFETY OF VEHICLES, 18th, 2003, Nagoya, Japan. **Proceedings...** Washington DC, USA: NHTSA, 2003. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/pdf/nrd-01/esv/esv18/CD/Files/18ESV-000564.pdf>>. Acesso em: 10 jun. 2005.
- CHAPMAN, C.R; HARRIS, A.W. A skeptical looking at September 11th: how we can defeat terrorism by reacting to it more rationally. **Skeptical Inquirer**, Amherst, New York, USA, v. 26, n. 5, sep-oct 2002. Disponível em: <<http://www.csicop.org/si/2002-09/9-11.html>>. Acesso em: 16 jan. 2004.
- CITIZENS FOR RELIABLE AND SAFE HIGHWAYS. **CRASH criticizes new override rule** (Press Release). Arlington, Virginia, USA: CRASH, January 18, 1996. Disponível em: <<http://www.trucksafety.org/default.asp?contentID=455>>. Acesso em: 7 jun. 2005.
- CONSELHO NACIONAL DE TRÂNSITO. Resolução No. 152/03, de 29 de outubro de 2003: Estabelece os requisitos técnicos de fabricação e instalação de pára-choque traseiro para veículos de carga. Ministério da Justiça, Conselho Nacional de Trânsito, Brasília, DF. Disponível em: <http://www.denatran.gov.br/download/Resolucoes/resolucao152_03.doc>. Acesso em: 12 maio 2005.

- CONSELHO NACIONAL DE TRÂNSITO. Resolução No. 12/98, de 6 de fevereiro de 1998: Estabelece os limites de peso e dimensões para veículos que transitem por vias terrestres. Ministério da Justiça, Conselho Nacional de Trânsito, Brasília, DF. Disponível em: <http://www.denatran.gov.br/download/Resolucoes/resolucao012_98.doc>. Acesso em: 9 maio 2005.
- CONSELHO NACIONAL DE TRÂNSITO. Resolução No. 805/95, de 24 de outubro de 1995: Estabelece os requisitos técnicos mínimos do pára-choque traseiro dos veículos de carga. Ministério da Justiça, Conselho Nacional de Trânsito, Brasília, DF. Disponível em: <http://www.denatran.gov.br/download/Resolucoes/res_ant_1998.zip>. Acesso em: 9 maio 2005.
- CROSS, R. Rear underride guards: an impact analysis. **Commercial Carrier Journal**, Tuscaloosa, Alabama, USA, n. 84, December 1997.
- DANNER, M.; LANGWIEDER, K. Results of an analysis of truck accidents and possibilities of reducing their consequences discussed on the basis of car-to-truck crash tests. SAE Paper 811027. In: STAPP CAR CRASH CONFERENCE, 25th, 1981, San Francisco, California, USA. **Proceedings...** Warrendale, Pennsylvania, USA: Society of Automotive Engineers, Inc., 1981. p. 903-950.
- DELEYS, N. J.; RYDER JR., M. O. A study of heavy-vehicle underride guards. SAE Paper 710121. **SAE Transactions**, New York, USA, v. 80, section 1, p. 423-443, 1971.
- DEPARTAMENTO DE INFORMÁTICA DO SISTEMA ÚNICO DE SAÚDE. Informações de saúde - mortalidade. Brasília, DF: DATASUS, Ministério da Saúde, 2004. Disponível em: <<http://tabnet.datasus.gov.br/cgi/sim/obtmmap.htm>>. Acesso em: 17 ago. 2004.
- DEPARTAMENTO NACIONAL DE TRÂNSITO. Instrução básica de estatística de trânsito. Brasília: Ministério das Cidades, 2004. Disponível em: <<http://www.denatran.gov.br/InstrucaoBasicaDeEstatisticaDeTransito/index.htm>>. Acesso em: 17 ago. 2004.
- DEPARTAMENTO NACIONAL DE TRÂNSITO. Anuário estatístico de acidentes de trânsito 2002, Brasília: Ministério das Cidades, 2002. Disponível em: <<http://www.denatran.gov.br/download/Estatisticas/Anuario2002.zip>>. Acesso em: 17 ago. 2004.
- DEPARTMENT OF TRANSPORT AND REGIONAL SERVICES. ADR 42/04: General safety requirements, a national standard determined under section 7 of Motor Vehicle Standards

Act. Australian Government, Department of Transport and Regional Services, 2004. Disponível em: <<http://rvcs-prodweb.dot.gov.au/files/4204.pdf>>. Acesso em: 3 jun. 2005.

DONNELLY, B. R.; LEVAN, W. E. **New car assessment and standards, enforcement indicant testing - FMVSS Nos. 212, 219 and 301-75**. Buffalo, New York, USA: Calspan Corporation, 1981. 116 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/database/asp/getmedia.aspx?tstno=206&index=1&database=V&type=R>>. Acesso em: 10 abr. 2007.

ECONOMIC COMMISSION FOR EUROPE OF THE UNITED NATIONS. Agreement concerning the adoption of uniform technical prescriptions for wheeled vehicles, equipments and parts which can be fitted and/or be used on wheeled vehicles and the conditions for reciprocal recognition of approvals granted on the basis of these prescriptions: status of the agreement, of the annexed regulations and of amendments thereto, Revision 13, 15 February 2005. Geneva, Switzerland: Economic Commission for Europe of the United Nations (UNECE). Disponível em: <<http://www.unece.org/trans/main/wp29/wp29wgs/wp29gen/wp29fdoc/TRANS-WP29-343r13efr.pdf>>. Acesso em 10 maio 2005.

ECONOMIC COMMISSION FOR EUROPE OF THE UNITED NATIONS. Regulation No. 58 (E/ECE/324, E/ECE/TRANS/505): Uniform provisions concerning the approval of: I. Rear underrun protective devices (RUPDs), II. Vehicles with regard to the installation of a RUPD of an approved type and III. Vehicles with regard to their rear underrun protection (RUP), Revision 1, 9 May 1989. Geneva, Switzerland: Economic Commission for Europe of the United Nations (UNECE). Disponível em: <<http://www.unece.org/trans/main/wp29/wp29regs/r058r1e.pdf>>. Acesso em 10 maio 2005.

EFUNDA. Engineering Fundamentals web site, 2007. Disponível em: <<http://www.efunda.com>>. Acesso em: 10 ago. 2007.

ENGELBRECHT, P-O. Government status report - european commission. In: INTERNATIONAL TECHNICAL CONFERENCE ON THE ENHANCED SAFETY OF VEHICLES, 18th, 2003, Nagoya, Japan. **Proceedings...** Washington DC, USA: NHTSA, 2003. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/pdf/nrd-01/esv/esv18/CD/Files/18ESV-000563.pdf>>. Acesso em: 10 jun 2005.

ERARIO, A. ESV 2003 - Italian government status report. In: INTERNATIONAL TECHNICAL CONFERENCE ON THE ENHANCED SAFETY OF VEHICLES, 18th, 2003, Nagoya,

Japan. **Proceedings...** Washington DC, USA: NHTSA, 2003. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/pdf/nrd-01/esv/esv18/CD/Files/18ESV-000568.pdf>>. Acesso em: 10 jun. 2005.

EUROPEAN ECONOMIC COMMUNITY. Commission Directive 79/490/EEC of 18 April 1979 adapting to technical progress Council Directive 70/221/EEC on the approximation of the laws of the Member States relating to the liquid fuel tanks and rear underrun protection of motor vehicles and their trailers. **Official Journal** L 128, p. 0022-0028, 1979. Disponível em: <http://europa.eu.int/smartapi/cgi/sga_doc?smartapi!celexapi!prod!CELEXnumdoc&lg=en&numdoc=31979L0490&model=guichett>. Acesso em: 17 maio 2005.

EUROPEAN ECONOMIC COMMUNITY. Council Directive 70/221/EEC of 20 March 1970 on the approximation of the laws of the Member States relating to liquid fuel tanks and rear protective devices for motor vehicles and their trailers. **Official Journal** L 076, p. 0023-0024, 1970. Disponível em: <http://europa.eu.int/smartapi/cgi/sga_doc?smartapi!celexapi!prod!CELEXnumdoc&lg=en&numdoc=31970L0221&model=guichett>. Acesso em: 17 maio 2005.

EUROPEAN UNION. **Energy; transport in figures**. Bruxelas, Bélgica: European Commission, Directorate-General for Energy and Transport, 2003, 198 p. Disponível em: <http://europa.eu.int/comm/dgs/energy_transport/figures/pocketbook/doc/etif_2003.pdf>. Acesso em: 05 jul. 2004.

FEDERAL HIGHWAY ADMINISTRATION. Motor vehicle safety standards: rear underride protection; trailers and trucks with gross vehicle weight rating over 10,000 pounds. 49 CFR Part 371, [Docket No. 1-11, Notice 2], U. S. Federal Register v. 34, n. 53, p. 5383-5384. March 19, 1969.

FEDERAL HIGHWAY ADMINISTRATION. Federal Motor Vehicle Safety Standards: advance notice of proposed rule making. 23 CFR Part 255, [Docket No. 1-11], U. S. Federal Register v. 32, n. 200, p. 14279. October 14, 1967.

FLECK, J. **NHTSA new car assessment program (NCAP) frontal barrier impact test of a 1994 Nissan Stanza Altima to the requirements of FMVSS No. 208, 212, 219 (partial) and 301**. Burlington, Wisconsin, USA: MGA Research Corporation, 1994. 194 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/database/asp/getmedia.aspx?tstno=2059&index=1&database=V&type=R>>. Acesso em: 3 maio 2007.

- FONDA, A. G. Principles of crush energy determination. SAE Paper 1999-01-0106. In: **Accident Reconstruction: Technology and Animation IX (SP-1407)**. Warrendale, Pennsylvania, USA: Society of Automotive Engineers, Inc., 1999. 15 p.
- GORTH, J. E. **Report No. KAR-99-03**. Adelanto, California, USA: Karko Engineering, 1988. 355 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/database/asp/getmedia.aspx?tstno=2969&index=1&database=V&type=R>>. Acesso em: 12 abr. 2007.
- GORTH, J. E.; RICHARDSON, F. **Final report of new car assessment program testing of a 2002 Chevrolet Blazer LS ZR2 SUV HTSA, No. M20105**. Adelanto, California, USA: Karko Engineering, 2001. 368 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/database/asp/getmedia.aspx?tstno=3901&index=1&database=V&type=R>>. Acesso em: 10 maio 2007.
- GORTH, J. E.; RICHARDSON, F. **Final report of new car assessment program testing of a 1999 Acura 3.5 RL 4 door sedan**. Adelanto, California, USA: Karko Engineering, 1999. 338 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/database/asp/getmedia.aspx?tstno=3129&index=1&database=V&type=R>>. Acesso em: 8 maio 2007.
- GORTH, J. E.; RICHARDSON, F. **Final report of new car assessment program (NCAP) frontal barrier impact testing of a 1998 Chevrolet Blazer LS SUV 4 door, NHTSA no. MW0103**. Adelanto, California, USA: Karko Engineering, 1998. 318 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/database/asp/getmedia.aspx?tstno=2756&index=1&database=V&type=R>>. Acesso em: 10 maio 2007.
- GLOBAL ROAD SAFETY PARTNERSHIP. GRSP Home page. 2004a. Disponível em: <<http://www.i-connect.ch/grsp/>>. Acesso em: 23 jan. 2004.
- GLOBAL ROAD SAFETY PARTNERSHIP. Regional distribution of road crashes. 2004b. Disponível em: <<http://www.i-connect.ch/grsp/pdfs/Download3.pdf>>. Acesso em: 23 jan. 2004.
- GRUPO DE ESTUDOS PARA INTEGRAÇÃO DA POLÍTICA DE TRANSPORTES. **O acidente de tráfego: flagelo nacional evitável**. Brasília, DF: Ministério dos Transportes, 1987.
- HAVENS, C. **Final report on 35 mph frontal barrier impact test of a 2001 Honda Civic 4 door, NHTSA No. M15304**. Burlington, Wisconsin, USA: MGA Research Corporation, 2001. 383 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/database/asp/getmedia.aspx?tstno=3610&index=1&database=V&type=R>>. Acesso em: 13 abr. 2007.

- HAWORTH, N.; SYMMONS, M. **Review of truck safety - stage 2: update of crash statistics, Report n. 205**. Clayton, Australia: Monash University Accident Research Centre, 2003, 55p.
- HILL, S.I; SJÖBLOM, P. Practical considerations in determining high strain rate material properties. SAE Paper 981136. In: **Safety and Material Test Methodologies (SP-1320)**, Warrendale, Pennsylvania, USA: Society of Automotive Engineers, Inc., 1998, p. 81-89.
- HUANG, M. **Vehicle crash mechanics**. Boca Raton, USA: CRC Press, 2002. 504 p.
- INSTITUTE FOR TRAFFIC ACCIDENT RESEARCH AND DATA ANALYSIS. **ITARDA information n. 48: car collision into large truck rear-end resulting in a serious accident**. Tokyo, Japan: ITARDA, 2004. Disponível em: <<http://www.itarda.or.jp/english/info48/48top.html>>. Acesso em: 8 jul. 2004.
- INSTITUTO NACIONAL DE METROLOGIA, NORMALIZAÇÃO E QUALIDADE INDUSTRIAL. RTQ 5: Inspeção de veículos rodoviários para o transporte de produtos perigosos. Rio de Janeiro: INMETRO, 2004. Disponível em: <<http://www.inmetro.gov.br/rtac/pdf/RTAC0009245.pdf>>. Acesso em: 22 jul. 2008.
- INSURANCE INSTITUTE FOR HIGHWAY SAFETY. It's not going to happen to me. **Status Report**, Arlington, Virginia, USA, v. 37, n. 10, p. 4-5, December 7, 2002. Disponível em: <<http://www.hwysafety.org/srpdfs/sr3710.pdf>>. Acesso em: 27 jan. 2004.
- INTERNATIONAL IRON & STEEL INSTITUTE. **Advanced high strength steels (AHSS) application guidelines**, version 3. Bruxelas, Bélgica: IISI, Committee on Automotive Applications, 2006. 131 p. Disponível em: <http://www.worldautosteel.org/pdf_ahssg/newmenu/AHSSGuideFullRpt.pdf>. Acesso em: 3 ago. 2007.
- JOHNSON, N.; DAVIS, S. **FVMSS 212/219/301 - electric vehicle testing - group V - 1981 Ford Escort 3-door hatchback (ICE baseline)**. Phoenix, Arizona, USA: Dynamic Science, Inc., 1981. 171 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/database.aspx/getmedia.aspx?tstno=373&index=1&database=V&type=R>>. Acesso em: 3 abr. 2007.
- KADOMATSU, T. Status report of Japan. In: INTERNATIONAL TECHNICAL CONFERENCE ON THE ENHANCED SAFETY OF VEHICLES, 18th, 2003, Nagoya, Japan. **Proceedings...** Washington DC, USA: NHTSA, 2003. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/pdf/nrd-01/esv/esv18/CD/Files/18ESV-000569.pdf>>. Acesso em: 10 jun. 2005.

- KERKHOFF, J. F.; HUSHER, S. E. An investigation into vehicle frontal stiffness, BEV and repeated testing for reconstruction. SAE Paper 930899. Warrendale, Pennsylvania, USA: Society of Automotive Engineers, Inc., 1993. 28 p. Disponível em: <[http://www.kevaeng.com/pdffiles/SAE 930899.pdf](http://www.kevaeng.com/pdffiles/SAE%20930899.pdf)>. Acesso em: 13 dez. 2004.
- KILGALLON, M. J.; LEVAN, W. E. **NHTSA new car assessment program (NCAP): frontal barrier impact test of a 1993 Nissan Altima XE 4-door**. Buffalo, New York, USA: Calspan Advanced Technology Center, 1992. 183 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/database/aspx/getmedia.aspx?tstno=1792&index=1&database=V&type=R>>. Acesso em: 3 maio 2007.
- KNIGHT, I. VC-Compat - rear underrun protection. In: VC-COMPAT MID-TERM WORKSHOP, Gothenburg, Sweden, February 23, 2005. 13 p. **Anais...** CD-ROM.
- KOSLOSKE, D. **NHTSA new car assessment program (NCAP) testing of a 2001 Honda Civic 4 door**. Burlington, Wisconsin, USA: MGA Research Corporation, 2000a. 315 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/database/aspx/getmedia.aspx?tstno=3458&index=1&database=V&type=R>>. Acesso em: 12 abr. 2007.
- KOSLOSKE, D. **NHTSA new car assessment program (NCAP) testing of a 2000 Ford Taurus 4 door**. Burlington, Wisconsin, USA: MGA Research Corporation, 2000b. 289 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/database/aspx/getmedia.aspx?tstno=3248&index=1&database=V&type=R>>. Acesso em: 12 abr. 2007.
- KOSLOSKE, D. **NHTSA new car assessment program (NCAP) testing of a 1999 Ford Taurus**. Burlington, Wisconsin, USA: MGA Research Corporation, 1999. 279 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/database/aspx/getmedia.aspx?tstno=2913&index=1&database=V&type=R>>. Acesso em: 7 maio 2007.
- KOSLOSKE, D. **NHTSA new car assessment program (NCAP) testing of a 1998 Nissan Altima 4 door sedan**. Burlington, Wisconsin, USA: MGA Research Corporation, 1998. 269 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/database/aspx/getmedia.aspx?tstno=2744&index=1&database=V&type=R>>. Acesso em: 3 maio 2007.
- KUNZ, J. Status report for the Federal Republic of Germany. In: INTERNATIONAL TECHNICAL CONFERENCE ON THE ENHANCED SAFETY OF VEHICLES, 18th, 2003, Nagoya, Japan. **Proceedings...** Washington DC, USA: NHTSA, 2003. Disponível

em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/pdf/nrd-01/esv/esv18/cd/files/18ESV-000567.pdf>>.
Acesso em: 10 jun. 2005.

LAND TRANSPORT AUTHORITY. **Procedures on importation and registration of goods vehicle in Singapore**. Singapore: Land Transport Authority, 2005. 47 p.

LANGWIEDER, K.; DANNER, M. Priorities in the active and passive safety of trucks. In: INTERNATIONAL TECHNICAL CONFERENCE ON EXPERIMENTAL SAFETY VEHICLES, 11th, 1987, Washington, USA. **Proceedings...** Washington DC, USA: NHTSA, 1987.

LANGWIEDER, K.; GWEHENBERGER, J.; KANDLER, M. Heckunterfahrerschutz bei Nutzfahrzeugen. **ATZ Automobiltechnische Zeitschrift**, Wiesbaden, Alemanha, v. 103, n. 5, 2001, p. 368-381.

LEE, W.-S.; SHYU, J.-C.; CHIOU, S.-T. Effect of strain rate on impact response and dislocation substructure of 6061-T6 aluminum alloy. **Scripta Materialia**, Amsterdam, The Netherlands, v. 42, n. 1, p. 51-56, 1999.

LIE, A.; TINGVALL, C. Governmental status report, Sweden. In: INTERNATIONAL TECHNICAL CONFERENCE ON THE ENHANCED SAFETY OF VEHICLES, 18th, 2003, Nagoya, Japan. **Proceedings...** Washington DC, USA: NHTSA, 2003. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/pdf/nrd-01/esv/esv18/cd/files/18ESV-000571.pdf>>.
Acesso em: 10 jun. 2005.

LONERO, L. P.; CLINTON, K.; WILDE, G. J. S.; ROACH, K.; MCKNIGHT, A. J.; MACLEAN, H.; GUASTELLO, S. J.; LAMBLE, R. W. **In search of safer roads: what works in changing road user behaviour** (Abstract). Governo de Ontário, Canadá, 1995, 25 p. Disponível em: <<http://www.drivers.com/article/170/>>. Acesso em: 30 jan. 2004.

MAHESH, B.; SUBHASH, R.; HOA, S. V. Crashworthiness enhancement in a car-truck collision using energy dissipative under-ride guard. SAE Paper 962211. In: **Bus Design: Drivetrains, Electronics and Safety (SP-1199)**, Warrendale, Pennsylvania, USA: Society of Automotive Engineers, Inc., 1996. p. 95-107.

MAHMOOD, H. F.; FILETA, B. B. Design of vehicle structures for crash energy management. In: PRASAD, P.; BELWafa, J. (eds.). **Vehicle crashworthiness and occupant protection**. Southfield, Michigan, USA: American Iron and Steel Institute, 2004. p. 11-110.

Disponível em: <http://www.autosteel.org/pdfs/vehicle_crashworthiness_2.pdf>. Acesso em: 19 out. 2004.

MARINE, M. C.; WIRTH, J. L.; THOMAS, T. M. Crush energy considerations in override/underride impacts. SAE paper 2002-10-0665. In: **SAE Transactions, Journal of Passenger Cars: Mechanical Systems**, Warrendale, Pennsylvania, USA: Society of Automotive Engineers, Inc., section 6, v. 111, p. 785-798, 2002.

MARKUSIC, C. A. **Final report of FMVSS nos. 208, 212, 219 (partial) and 301 compliance testing of a 1994 Nissan Altima 4-door sedan, NHTSA no. CR5201**. East Liberty, Ohio, USA: Transportation Research Center Inc., 1993. 137 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/database/aspx/getmedia.aspx?tstno=1994&index=1&database=V&type=R>>. Acesso em: 3 maio 2007.

McHENRY, B. G. The algoritms of CRASH. In: SOUTHEAST COAST COLLISION CONFERENCE, 2001, Cocoa Beach, Florida, USA, 37 p. Disponível em: <<http://www.mchenrysoftware2.com/SECCC%20Presentation.pdf>>. Acesso em: 3 dez. 2004.

McHENRY, R. R. A comparison of results obtained with different analytical techniques for reconstruction of highway accidents. SAE Paper 750893. New York, USA: Society of Automotive Engineers, Inc., 1975.

McHENRY, R. R.; McHENRY, B. G. Effects of restitution in the application of crush coefficients. SAE Paper 970960. Warrendale, Pennsylvania, USA: Society of Automotive Engineers, Inc., 1997, 18 p.

MENEZES, C. R. **Desenvolvimento de pára-choque traseiro para veículos de carga. Análise de materiais aplicados a estruturas de absorção progressiva de energia de impacto**. Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP, 2004. 204 p. Tese (Doutorado).

MINAHAN, D. J.; O'DAY, J. **Car-truck fatal accidents in Michigan and Texas. UM-HSRI-77-49**. Ann Arbor, Michigan, USA: Highway Safety Research Institute, 1977. 37 p.

MINISTRY OF TRANSPORT. Israeli mandatory requirements for vehicles categories (N*) model year 2005 (carry-over from 2004 models). Tel Aviv, Israel: Motor Vehicle Division/Homologation Department, Ministry of Transport, 2005. Disponível em: <http://www.mot.gov.il/wps/pdf/HE_RECHEV/carryn_2005.doc>. Acesso em 12 maio 2005.

- MURRAY, N. W. **Study of car-truck impacts and the feasibility of fitting energy-absorbing guards to heavy trucks.** Clayton, Australia: Monash University, Dept. of Civil Engineering, 1988.
- NARH, E. **Final report for FMVSS 208 compliance testing of a 1998 Nissan Altima 4 door, NHTSA No. CW5206.** Burlington, Wisconsin, USA: MGA Research Corporation, 1998. 196 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/database.aspx/getmedia.aspx?tstno=2813&index=1&database=V&type=R>>. Acesso em: 3 maio 2007.
- NATIONAL HIGHWAY SAFETY BUREAU. Rear underride protection; trucks and trailers: notice of proposed rule making. 49 CFR Part 571, [Docket No. 1-11, Notice 5], U. S. Federal Register v. 35, n. 158, August 14, 1970, p. 12596-12597.
- NATIONAL HIGHWAY TRAFFIC SAFETY ADMINISTRATION. NHTSA vehicle crash test database. Washington DC, USA: NHTSA, U. S. Department of Transportation, 2007. Disponível em: <http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/database/nrd-11/veh_db.html>. Acesso em 2 mar. 2007.
- NATIONAL HIGHWAY TRAFFIC SAFETY ADMINISTRATION. **Traffic safety facts 2002: a compilation of motor vehicle crash data from the Fatality Analysis Reporting System and the General Estimating System**, Document DOT HS 809 620. Washington DC, USA: NCSA-NHTSA, U. S. Department of Transportation, 2004a. 202 pp. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/pdf/nrd-30/NCSA/TSFAnn/TSF2002Final.pdf>>. Acesso em: 5 ago. 2004.
- NATIONAL HIGHWAY TRAFFIC SAFETY ADMINISTRATION. **Traffic safety facts 2002: large trucks**, Document DOT HS 809 608. Washington DC, USA: NCSA - NHTSA, U. S. Department of Transportation, 2004b. 5 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/pdf/nrd-30/NCSA/TSF2002/2002trkfacts.pdf>>. Acesso em 2 jul. 2004.
- NATIONAL HIGHWAY TRAFFIC SAFETY ADMINISTRATION. FARS web-based encyclopedia. Washington DC, USA: NHTSA, U. S. Department of Transportation, 2004c. Disponível em: <<http://www-fars.nhtsa.dot.gov>>. Acesso em: 1 jul. 2004.
- NATIONAL HIGHWAY TRAFFIC SAFETY ADMINISTRATION. §571.208 standard no. 208: occupant crash protection. Code of Federal Regulations Title 49, ch. V, Part 571, 2004d, p. 499-580. Disponível em: <http://a257.g.akamaitech.net/7/257/2422/12feb20041500/edocket.access.gpo.gov/cfr_2004/octqtr/pdf/49cfr571.208.pdf>. Acesso em 16 jun. 2005.

NATIONAL HIGHWAY TRAFFIC SAFETY ADMINISTRATION. **Traffic safety facts 2001: a compilation of motor vehicle crash data from the Fatality Analysis Reporting System and the General Estimating System**, Document DOT HS 809 484. Washington DC, USA: NCSA-NHTSA, U. S. Department of Transportation, 2002a. 202 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/pdf/nrd-30/NCSA/TSFAnn/TSF2001.pdf>>. Acesso em: 1 jul. 2004.

NATIONAL HIGHWAY TRAFFIC SAFETY ADMINISTRATION. **Traffic safety facts 2001: large trucks**, Document DOT HS 809 472. Washington DC, USA: NCSA-NHTSA, U. S. Department of Transportation, 2002b. 5 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/pdf/nrd-30/NCSA/TSF2001/2001largetrk.pdf>>. Acesso em 2 jul. 2004.

NATIONAL HIGHWAY TRAFFIC SAFETY ADMINISTRATION. **Traffic safety facts 2000: a compilation of motor vehicle crash data from the Fatality Analysis Reporting System and the General Estimating System**, Document DOT HS 809 337. Washington DC, USA: NCSA-NHTSA, U. S. Department of Transportation, 2001a. 202 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/pdf/nrd-30/NCSA/TSFAnn/TSF2000.pdf>>. Acesso em: 1 jul. 2004.

NATIONAL HIGHWAY TRAFFIC SAFETY ADMINISTRATION. **Traffic safety facts 2000: large trucks**, Document DOT HS 809 325. Washington DC, USA: NCSA-NHTSA, U. S. Department of Transportation, 2001b. 5 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/pdf/nrd-30/NCSA/TSF2000/2000trkfacts.pdf>>. Acesso em 2 jul. 2004.

NATIONAL HIGHWAY TRAFFIC SAFETY ADMINISTRATION. **Traffic safety facts 1999: a compilation of motor vehicle crash data from the Fatality Analysis Reporting System and the General Estimating System**, Document DOT HS 809 100. Washington DC, USA: NCSA-NHTSA, U. S. Department of Transportation, 2000a. 202 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/pdf/nrd-30/NCSA/TSFAnn/TSF1999.pdf>>. Acesso em: 1 jul. 2004.

NATIONAL HIGHWAY TRAFFIC SAFETY ADMINISTRATION. **Traffic safety facts 1999: large trucks**, Document DOT HS 809 088. Washington DC, USA: NCSA-NHTSA, U. S. Department of Transportation, 2000b. 5 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/pdf/nrd-30/NCSA/TSF99/Truck99.pdf>>. Acesso em 2 jul. 2004.

- NATIONAL HIGHWAY TRAFFIC SAFETY ADMINISTRATION. **Traffic safety facts 1998: a compilation of motor vehicle crash data from the Fatality Analysis Reporting System and the General Estimating System**, Document DOT HS 808 983. Washington DC, USA: NCSA-NHTSA, U. S. Department of Transportation, 1999a. 208 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/pdf/nrd-30/NCSA/TSFAnn/TSF1998.pdf>>. Acesso em: 1 jul. 2004.
- NATIONAL HIGHWAY TRAFFIC SAFETY ADMINISTRATION. **Traffic safety facts 1998: large trucks**, Document DOT HS 808 952. Washington DC, USA: NCSA-NHTSA, U. S. Department of Transportation, 1999b. 5 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/pdf/nrd-30/NCSA/TSF98/Truck98.pdf>>. Acesso em 2 jul. 2004.
- NATIONAL HIGHWAY TRAFFIC SAFETY ADMINISTRATION. §571.223 Standard No. 223: rear impact guards. Code of Federal Regulations Title 49, v. 6, ch. V, Part 571, 1998a. p. 672-677. Disponível em: <http://www.access.gpo.gov/nara/cfr/waisidx_98/49cfr571_98.html>. Acesso em 24 maio 2005.
- NATIONAL HIGHWAY TRAFFIC SAFETY ADMINISTRATION. §571.224 Standard No. 224: rear impact protection. Code of Federal Regulations Title 49, v. 6, ch. V, Part 571, 1998b. p. 677-679. Disponível em: <http://www.access.gpo.gov/nara/cfr/waisidx_98/49cfr571_98.html>. Acesso em 24 maio 2005.
- NATIONAL HIGHWAY TRAFFIC SAFETY ADMINISTRATION. Federal Motor Vehicle Safety Standards: rear impact guards; rear impact protection; final rule. Washington DC, USA, NHTSA, U.S. Department of Transportation, 49 CFR Part 571, [Docket No. 1-11, Notice 11]. U. S. Federal Register v. 61, n. 16, 1996, p. 2003-2036. Disponível em: <<http://www.gpoaccess.gov/fr/retrieve.html>>. Acesso em 12 maio 2005.
- NATIONAL HIGHWAY TRAFFIC SAFETY ADMINISTRATION. Rear impact guards, FMVSS No. 223 and rear impact protection, FMVSS No. 224. Final regulatory evaluation. Washington DC, USA: Office of Regulatory Analysis, Plans and Policy, NHTSA, U. S. Department of Transportation, 1995. 63 p.
- NATIONAL HIGHWAY TRAFFIC SAFETY ADMINISTRATION. Congressional report truck underride guards. Washington DC, USA: Office of Vehicle Safety Standards, NHTSA, U. S. Department of Transportation, 1993. 49 p.

- NATIONAL TRANSPORTATION SAFETY BOARD Aviation accident statistics. 2004.
Disponível em: <<http://www.nts.gov/aviation/Table10.htm>>. Acesso em: 27 jan. 2004.
- NAVES, R.L; RABELLO, A.A; ROSA, L.K. O ULSAB e a segurança veicular. In: SEMINÁRIO TENDÊNCIAS TECNOLÓGICAS AUTOMOTIVAS, São Paulo, 1998.
Anais... São Paulo: Associação Brasileira de Engenharia Automotiva (AEA), 1998. p. 3-11.
- OCCHIPINTI, S. **Projeto, protótipo e ensaio de um novo conceito de pára-choque traseiro de caminhão**. Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP, 1999. 131 p. Dissertação (Mestrado).
- ONUSIC, H.; CAMPOS, J. A. P.; SANTOS, P. S. P. Considerations concerning vehicle collisions through simplified calculations of the impact forces. SAE Paper 962324. In: INTERNATIONAL MOBILITY TECHNOLOGY CONFERENCE AND EXHIBIT, V, São Paulo, Brasil, 1996, 11 p.
- O'REILLY, P. United Kingdom - Status report. In: INTERNATIONAL TECHNICAL CONFERENCE ON THE ENHANCED SAFETY OF VEHICLES, 17th, Amsterdam, The Netherlands, 2001. **Proceedings...** Washington DC, USA: NHTSA, 2001. CD-ROM.
- ORGANIZAÇÃO DAS NAÇÕES UNIDAS. Global road safety crisis. New York, USA: ONU, Report of the Secretary-General, General Assembly, Fifty-eighth session, 7 August 2003. Disponível em: <http://www.who.int/world-health-day/2004/infomaterials/en/un_en.pdf>. Acesso em: 20 jan 2004.
- PANITZ, M. A. Políticos emperram o trânsito: entrevista concedida a Paulo de Moraes, publicada no site **Netrodas** em 23 de julho de 2004. Disponível em: <<http://www.netrodas.com.br/entrevistas.asp?id=221>>. Acesso em: 17 ago. 2004.
- PEDEN, M; McGEE, K.; KRUG, E. (Eds.). Injury: a leading cause of the global burdening of disease, 2000. Genève, Suíça: WHO, 2002. Disponível em: <<http://whqlibdoc.who.int/publications/2002/9241562323.pdf>>. Acesso em: 15 jan. 2004.
- PENOYRE, S.; RILEY, B. S.; PAGE, M. Desirable structural features for the design of front and rear underrun bumpers for heavy good vehicles. In: IMECHE INTERNATIONAL CONFERENCE ON VEHICLE STRUCTURES 1984-7, London, United Kingdom: IMechE Automobile Division, Institution of Mechanical Engineers, 1984. p. 139-145.
- PERSICKE, G.; BAKER, P. F. A development of truck rear end underride protection. SAE Paper 801423. Warrendale, Pennsylvania, USA: Society of Automotive Engineering, Inc., 1980, 6 p.

- RECHNITZER, G.; POWELL, C.; SEYER, K. Performance criteria, design and crash tests of effective rear underride barriers for heavy vehicles. In: INTERNATIONAL TECHNICAL CONFERENCE ON THE ENHANCED SAFETY OF VEHICLES, 17th, Amsterdam, The Netherlands, 2001. **Proceedings...** Washington DC, USA: NHTSA, 2001. CD-ROM.
- RECHNITZER, G. Design principles for underride guards and crash test results. In: SAE HEAVY VEHICLE UNDERRIDE PROTECTION TOPTEC, Palm Springs, USA, 1997. 16p.
- RECHNITZER, G.; POWELL, C.; SEYER, K. Development and testing of energy absorbing rear underrun barriers for heavy vehicles. In: INTERNATIONAL TECHNICAL CONFERENCE ON THE ENHANCED SAFETY OF VEHICLES, 15th, Melbourne, Australia, 1996. 7 p.
- RECHNITZER, G. **Fatal and injury crashes of cars and other road users with the front and sides of heavy vehicles.** Report n° 35. Melbourne, Australia: Monash University Accident Research Centre, 1993. 275 p.
- RECHNITZER, G.; SCOTT, G.; MURRAY, N. W. The reduction of injuries to car occupants in rear end impacts with heavy vehicles. SAE 933123. In: STAPP CAR CRASH CONFERENCE, 37th, San Antonio, Texas, USA, 1993. **Proceedings...** Warrendale, Pennsylvania, USA: Society of Automotive Engineering, Inc., 2001. p. 145-164.
- RECHNITZER, G.; FOONG, C. W. **Truck involved crash study: fatal and injury crashes of cars into the rear of trucks.** Report n° 26. Melbourne, Australia: Monash University Accident Research Centre, 1991. 66 p.
- REGISTRO NACIONAL DE ACIDENTES E ESTATÍSTICAS DE TRÂNSITO. Frota por tipo/UF. Disponível em: <<http://www2.cidades.gov.br/renaest/detalheNoticia.do?noticia.codigo=120>>. Acesso em: 1 set. 2008.
- SANKEY, J. W. **Final report of a frontal barrier impact test of a 2002 Honda Civic DX 4-door, NHTSA no. R25331.** East Liberty, Ohio, USA: Transportation Research Center Inc., 2003. 74 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/database/aspx/getmedia.aspx?tstno=4659&index=3&database=V&type=R>>. Acesso em: 13 abr. 2007.
- SANKEY, J. W. **Final report of new car assessment program (NCAP) frontal barrier impact test of a 1997 Chevrolet Blazer mpv, NHTSA No. MV0105.** East Liberty, Ohio, USA: Transportation Research Center Inc., 1997. 399 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/database/aspx/getmedia.aspx?tstno=2478&index=1&database=V&type=R>>.

Acesso em: 9 maio 2007.

SANKEY, J. W. **Final report of FVMSS Nos. 208, 212, 219 (partial) and 301 compliance testing of a 1989 Daihatsu Charade 3-door hatchback, NHTSA no. CK0509**. East Liberty, Ohio, USA: Transportation Research Center of Ohio, 1989. 107 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/database.aspx/getmedia.aspx?tstno=1326&index=1&database=V&type=R>>. Acesso em: 26 mar. 2007.

SANKEY, J. W. **NHTSA new car assessment program (NCAP) frontal barrier impact test on a 1988 Daihatsu Charade 3-door hatchback**. East Liberty, Ohio, USA: Transportation Research Center of Ohio, 1988. 168 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/database.aspx/getmedia.aspx?tstno=1160&index=1&database=V&type=R>>. Acesso em: 26 mar. 2007.

SANTOS, M. R. **Acidentes de trânsito envolvendo veículos pesados: um estudo na rodovia federal BR-153, região de São José do Rio Preto-SP**. São Paulo: Escola Paulista de Medicina, Universidade Federal de São Paulo (UNIFESP), 1999. 137 p. Dissertação (mestrado).

SCHMIDT, B. F.; HAIGHT, W. R.; SZABO, T. J.; WELCHER, J. B. System-based energy and momentum analysis of collisions. SAE Paper 980026. In: Accident Reconstruction: Technology and Animation VIII, **SAE Special Publication SP-1319**, Warrendale, Pennsylvania, USA: Society of Automotive Engineers, Inc., 1998. p. 103-116.

SCHMUTZLER, L. O. F. American standards for rear underride guards: comments. In: Underride Network web site, 2005. Disponível em: <<http://www.underridenetwork.org/commentguard.html>>. Acesso em: 8 jun. 2005.

SCHMUTZLER, L. O. F. Brazil's heavy vehicle rear underride problem: a technical-judicial-social and political challenge. In: SAE HEAVY VEHICLE UNDERRIDE PROTECTION TOPTEC, Palm Springs, USA: Society of Automotive Engineering, Inc., 1997a. 9 p.

SCHMUTZLER, L. O. F. An underride guard design for the Brazilian traffic environment: working for a solution. In: SAE HEAVY VEHICLE UNDERRIDE PROTECTION TOPTEC, Palm Springs, USA: Society of Automotive Engineering, Inc., 1997b. 10 p.

SCHMUTZLER, L.O.F. A trap for humans: the challenges of the guillotine effect. SAE Paper no. 952207. In: INTERNATIONAL MOBILITY CONFERENCE AND EXHIBIT, IV, São Paulo, Brasil, 1995.

- SEYER, K. Government status report - Australia. In: INTERNATIONAL TECHNICAL CONFERENCE ON THE ENHANCED SAFETY OF VEHICLES, 18th, Nagoya, Japan, 2003. **Proceedings...** Washington DC, USA: NHTSA, 2003. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/pdf/nrd-01/esv/esv18/cd/files/18ESV-000561.pdf>>. Acesso em: 10 jun. 2005.
- SIEGMUND, G. P.; BAILEY, M. N.; KING, D. J. Characteristics of specific automobile bumpers in low-velocity impacts. SAE Paper 940916. In: **SAE Transactions, Journal of Passenger Cars**, Warrendale, Pennsylvania, USA: Society of Automotive Engineers, Inc., section 6, v. 91, p. 1266-1305, 1995.
- SIQUEIRA, A. Acidente nas estatísticas. **Jornal da Paulista**, São Paulo: Escola Paulista de Medicina, Universidade Federal de São Paulo (UNIFESP), ano 13, n. 140, fevereiro de 2000. Disponível em: <<http://www.unifesp.br/comunicacao/jpta/ed140/pesqui0.htm>>. Acesso em: 17 ago. 2004.
- SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERING. **1995 SAE handbook**, v. 1. Warrendale, Pennsylvania, USA: Society of Automotive Engineering, Inc., 1995.
- STANDARDS SOUTH AFRICA. SANS 1055:2003 - Motor vehicle safety: rear underrun protection devices. South Africa: STANSA, 2003.
- STATISTICS BUREAU. Japan statistical yearbook 2004. Tokyo, Japan: Statistical Research and Training Institute, Ministry of Public Management, Home Affairs, Posts and Telecommunications, 2004. Disponível em: <<http://www.stat.go.jp/english/data/nenkan/index.htm>>. Acesso em: 8 jul. 2004.
- STRASSBURG, G. **NHTSA new car assessment program (NCAP) testing of a 1999 Nissan Altima 4 door, NHTSA no.: MX5200**. Burlington, Wisconsin, USA: MGA Research Corporation, 1999. 275 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/database.aspx/getmedia.aspx?tstno=3003&index=1&database=V&type=R>>. Acesso em: 3 maio 2007.
- SWEET, D. ESV 03 government of Canada status report. In: INTERNATIONAL TECHNICAL CONFERENCE ON THE ENHANCED SAFETY OF VEHICLES, 18th, Nagoya, Japan, 2003. **Proceedings...** Washington DC, USA: NHTSA, 2003. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/pdf/nrd-01/esv/esv18/cd/files/18ESV-000562.pdf>>. Acesso em: 10 jun. 2005.

- THE ALUMINUM ASSOCIATION. **Automotive aluminum crash energy management manual**. Washington DC, USA: Automotive & Light Truck Committee, The Aluminum Association, 1998. 76 p. Disponível em: <<http://www.autoaluminum.org/downloads/at5manual.pdf>>. Acesso em: 6 ago. 2007.
- TOMASSONI, J. E. A look at the NHTSA minimally compliant underride guard at impact speeds above 30 mph. In: INTERNATIONAL TECHNICAL CONFERENCE ON THE ENHANCED SAFETY OF VEHICLES, 16th, Windsor, Canada, 1998. **Proceedings...**, Washington DC, USA: NHTSA, v. 2, p. 856-872, 1998. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/pdf/nrd-01/esv/esv16/98s4o09.pdf>>. Acesso em: 3 nov. 2004.
- TOMASSONI, J. E.; BELL, G. K. An approach to developing underride guard requirements for improved occupant protection. SAE Paper 801422. Warrendale, PA, USA: Society of Automotive Engineering, Inc., 1980. 16 p.
- TRANSPORT CANADA. Motor vehicle safety act: regulations amending the Motor Vehicle Safety Regulations (rear impact guards – standard 223). Canada Gazette, v. 138, n. 20, October 6, 2004. Ottawa, Ontario, Canada. Disponível em: <<http://canadagazette.gc.ca/partII/2004/20041006/html/sor195-e.html#1>>. Acesso em: 30 maio 2005.
- TRANSPORTATION RESEARCH CENTER. **2000 Ford Taurus into a flat frontal barrier, TRC test number: 991214-1**. East Liberty, Ohio, USA: Transportation Research Center Inc., 2000. 263 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/database.aspx/getmedia.aspx?tstno=3224&index=1&database=V&type=R>>. Acesso em: 7 maio 2007.
- TRANSPORTATION RESEARCH CENTER. **2000 Ford Taurus into a flat frontal barrier, TRC test number: 991209-1**. East Liberty, Ohio, USA: Transportation Research Center Inc., 1999a. 263 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/database.aspx/getmedia.aspx?tstno=3225&index=1&database=V&type=R>>. Acesso em: 7 maio 2007.
- TRANSPORTATION RESEARCH CENTER. **2000 Ford Taurus into a flat frontal barrier, TRC test number: 990628-2**. East Liberty, Ohio, USA: Transportation Research Center Inc., 1999b. 197 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/database.aspx/getmedia.aspx?tstno=3150&index=1&database=V&type=R>>. Acesso em: 7 maio 2007.
- TRANSPORTATION RESEARCH CENTER. **1999 Acura 3.5 RL into a flat frontal barrier, TRC test number: 991213-1**. East Liberty, Ohio, USA: Transportation Research Center Inc., 1999c. 267 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/database.aspx/getmedia>>.

aspx?tstno=3244&index=1&database=V&type=R>. Acesso em: 8 maio 2007.

TRANSPORTATION RESEARCH CENTER. **1999 Acura 3.5 RL into a flat frontal barrier, TRC test number: 991210-1.** East Liberty, Ohio, USA: Transportation Research Center Inc., 1999d. 258 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/database.aspx/getmedia.aspx?tstno=3223&index=1&database=V&type=R>>. Acesso em: 8 maio 2007.

TRANSPORTATION RESEARCH CENTER. **1999 Acura 3.5 RL into a flat frontal barrier, TRC test number: 99111-7.** East Liberty, Ohio, USA: Transportation Research Center Inc., 1999e. 281 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/database.aspx/getmedia.aspx?tstno=3211&index=1&database=V&type=R>>. Acesso em: 8 maio 2007.

TRANSPORTATION RESEARCH CENTER. **1999 Acura 3.5 RL into a flat frontal barrier, TRC test number: 990427.** East Liberty, Ohio, USA: Transportation Research Center Inc., 1999f. 121 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/database.aspx/getmedia.aspx?tstno=3145&index=1&database=V&type=R>>. Acesso em: 8 maio 2007.

TRANSPORTATION RESEARCH CENTER. **1999 Acura 3.5 RL into a flat frontal barrier, TRC test number: 990318.** East Liberty, Ohio, USA: Transportation Research Center Inc., 1999g. 291 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/database.aspx/getmedia.aspx?tstno=3125&index=1&database=V&type=R>>. Acesso em: 8 maio 2007.

TRANSPORTATION RESEARCH CENTER. **1999 Chevrolet Blazer into a flat frontal barrier, TRC test number: 991215-1.** East Liberty, Ohio, USA: Transportation Research Center Inc., 1999h. 272 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/database.aspx/getmedia.aspx?tstno=3222&index=1&database=V&type=R>>. Acesso em: 10 maio 2007.

TRANSPORTATION RESEARCH CENTER. **1998 Ford Taurus into a flat frontal barrier, TRC test number: 971222.** East Liberty, Ohio, USA: Transportation Research Center Inc., 1998a. 203 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/database.aspx/getmedia.aspx?tstno=2832&index=2&database=V&type=R>>. Acesso em: 4 maio 2007.

TRANSPORTATION RESEARCH CENTER. **1998 Ford Taurus into a load cell barrier, TRC test number: 980421-1.** East Liberty, Ohio, USA: Transportation Research Center Inc., 1998b. 107 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/database.aspx/getmedia.aspx?tstno=2905&index=2&database=V&type=R>>. Acesso em: 7 maio 2007.

TRAVALE, D. J.; CZARNECKI, J. A. **Final report of new car assessment program (NCAP) testing of a 1998 Ford Taurus 4 door sedan, NHTSA no. MW0209.** Buffalo, New York,

USA: Calspan SRL Corporation, 1997. 240 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/database/asp/getmedia.aspx?tstno=2748&index=1&database=V&type=R>>. Acesso em: 4 maio 2007.

TRAVALE, D. J.; VALVO, L. Q. **Final report of new car assessment program (NCAP) testing of a 2002 Nissan Altima 4 door sedan, NHTSA no. M25200.** Buffalo, New York, USA: Veridian Engineering, 2002. 363 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/database/asp/getmedia.aspx?tstno=4215&index=2&database=V&type=R>>. Acesso em: 3 maio 2007.

TRAVALE, D. J.; VALVO, L. Q. **Final report of new car assessment program (NCAP) testing of a 2000 Nissan Altima 4 door sedan, NHTSA no. MY5200.** Buffalo, New York, USA: Veridian Engineering, 2000. 276 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/database/asp/getmedia.aspx?tstno=3281&index=1&database=V&type=R>>. Acesso em: 3 maio 2007.

TRAVALE, D. J.; VALVO, L. Q. **Final report of new car assessment program (NCAP) testing of a 1999 Chevrolet Blazer 4 door MPV, NHTSA no. MX0101.** Buffalo, New York, USA: Calspan Corporation, 1999. 284 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/database/asp/getmedia.aspx?tstno=3032&index=1&database=V&type=R>>. Acesso em: 10/05/2007.

UNDERRIDE NETWORK. Web site of Underride Network. 2004. Disponível em: <<http://www.underridenetwork.org>>. Acesso em: 31 jul. 2004.

VARAT, M. S.; HUSHER, S. E. Vehicle crash severity assessment in lateral pole impacts. SAE paper 1999-01-0100. In: **Accident Reconstruction, Technology and Animation IX (SP-1407)**. Warrendale, Pennsylvania, USA: Society of Automotive Engineering, Inc., 1999. p. 175-197.

WATTERS, V. L. **Final report of a frontal barrier impact test of a 2001 Honda Civic DX-4 door sedan, NHTSA no. R25330.** East Liberty, Ohio, USA: Transportation Research Center Inc., 2003. 435 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/database/asp/getmedia.aspx?tstno=4613&index=3&database=V&type=R>>. Acesso em: 13 abr. 2007.

WINKELBAUER, D. **NHTSA new car assessment program (NCAP) frontal barrier impact test of a 1995 Nissan Altima 4-door NHTSA no. MS0204 to the requirements of FMVSS no. 208, 212, 219 (partial) and 301.** Burlington, Wisconsin, USA: MGA

Research Corporation, 1995. 247 p. Disponível em: <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/database/asp/getmedia.aspx?tstno=2297&index=1&database=V&type=R>>. Acesso em: 3 maio 2007.

WORLD HEALTH ORGANIZATION. Report: AIDS cases - Brazil. Genève, Suíça: WHO, 2004. Disponível em: <<http://www.who.int/hiv/pub/epidemiology/pubfacts/en/>>. Acesso em: 16 jan. 2004.

WORLD HEALTH ORGANIZATION. WHO mortality database. Genève, Suíça: WHO Statistical Information System (WHOSIS), 2003. Disponível em: <<http://www3.who.int/whosis/menu.cfm?path=whosis,mort&language=english>>. Acesso em 17 ago 2004.

WORLD HEALTH ORGANIZATION. **A 5-year WHO strategy for road traffic injury prevention**. Genève, Suíça: World Health Organization, 2002. 27 p. Disponível em: <http://www.who.int/world-health-day/2004/en/final_strat_en.pdf>. Acesso em: 20 jan. 2004.

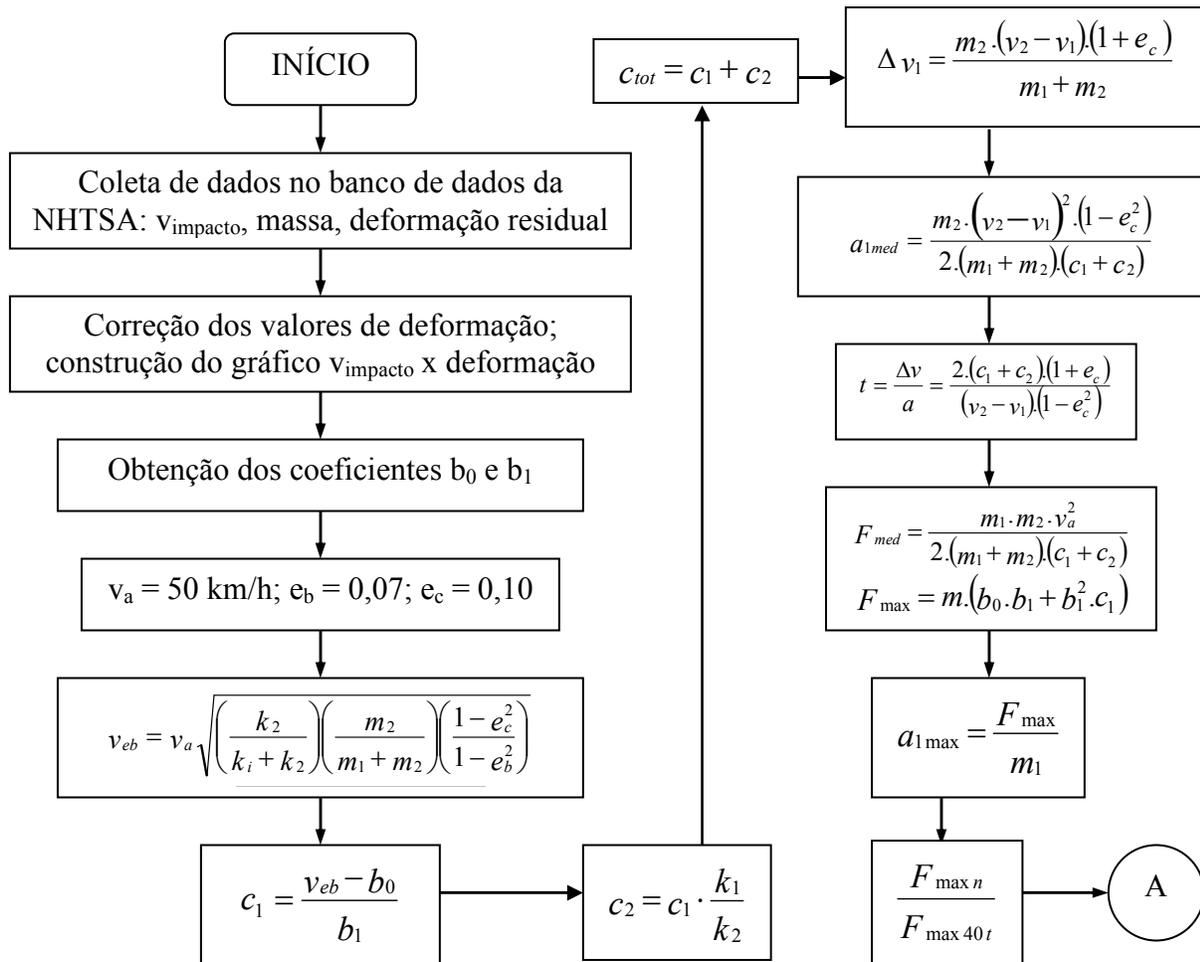
ZAREMBA, L. A.; WONG, J.; MOFFATT, C. **Eliminating automobile occupant compartment penetration in moderate speed truck rear underride crashes: a crash test program**. Washington DC, USA: Insurance Institute for Highway Safety, 1977. 66 p.

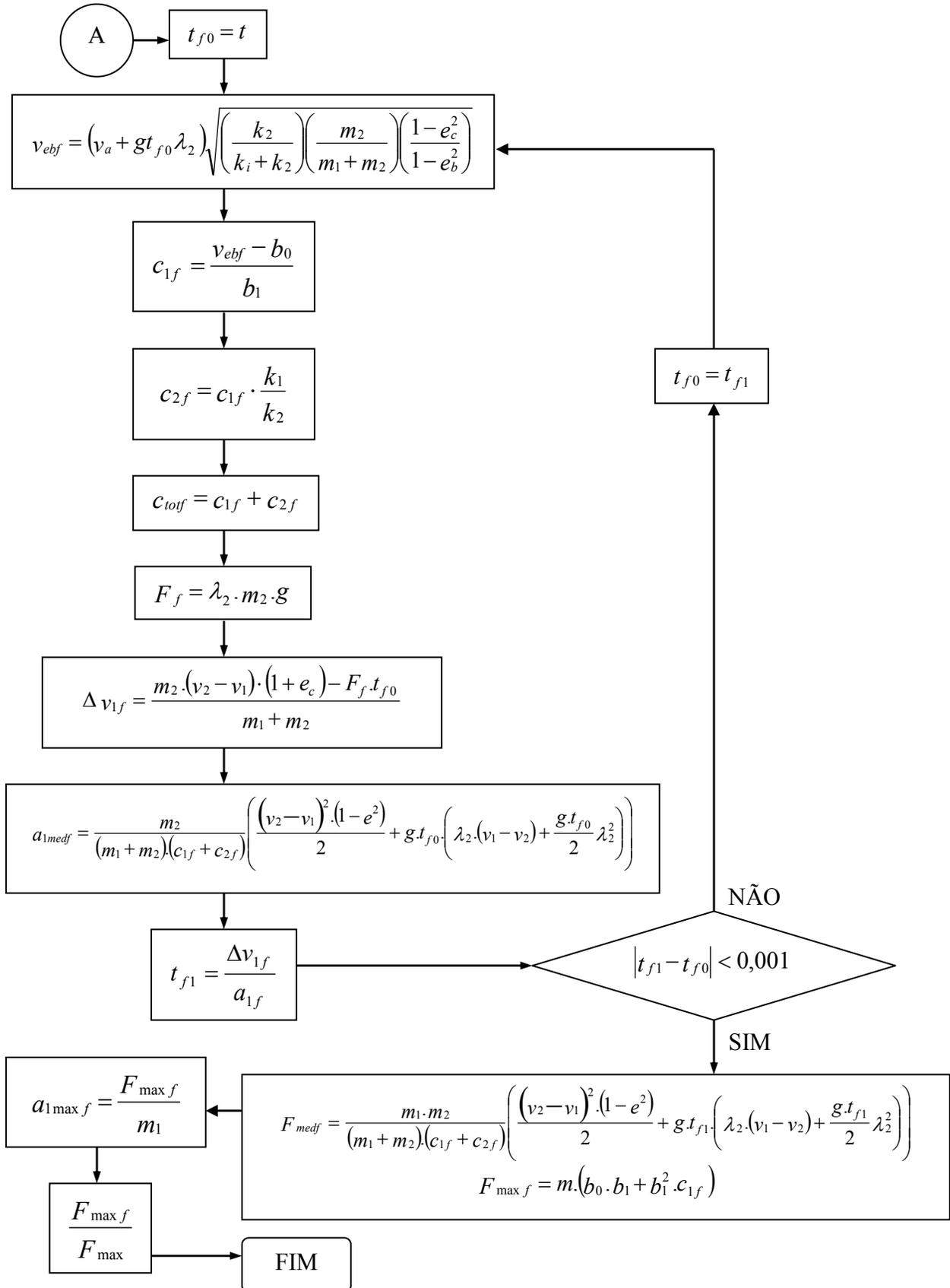
ZOU, R.; RECHNITZER, G.; GRZEBIETA, R. Simulation of truck rear underrun barrier impact. In: INTERNATIONAL TECHNICAL CONFERENCE ON THE ENHANCED SAFETY OF VEHICLES, 17th, Amsterdam, The Netherlands, 2001. **Proceedings...** Washington DC, USA: NHTSA, 2001. CD-ROM.

Anexo I

Estimativas da Força de Impacto

I.1 Fluxograma do procedimento de cálculo





I.2 Daihatsu Charade

Tabela I.1: Dados de testes de impacto contra barreira rígida do veículo Daihatsu Charade.

Ano do modelo	Massa do veículo (kg)	Velocidade de impacto		Deform. residual média (m)	Fator de correção p/ massa	Deformação corrigida (m)	Distância do pára-choque dianteiro ao:		Referência
		km/h	m/s				firewall (m)	pilar A (m)	
1988	1.006	56,8	15,8	0,5707	1,0022	0,5720	0,924	1,192	Sankey (1988)
1989	1.015	48,0	13,3	0,3538	0,9978	0,3530	0,930	1,199	Sankey (1989)
Média	1.011	-	-	-	-	-	0,927	1,195	-

Embora tenham sido encontrados dados de somente dois *crash tests* realizados com este veículo, o mesmo foi escolhido por ser o único na faixa de 1.000 kg com dados disponíveis no banco de dados da NHTSA (2007).

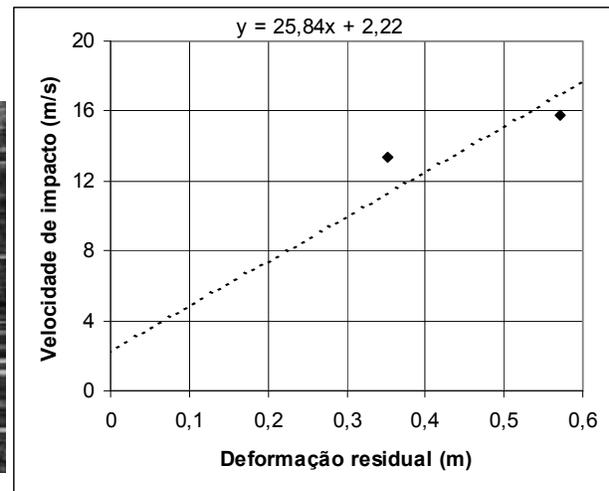


Figura I.1: Veículo Daihatsu Charade utilizado em um dos testes (Sankey, 1989) e gráfico de deformação residual x velocidade de impacto construído com os dados disponíveis.

$$b_1 = 25,84 \text{ [s}^{-1}\text{]}$$

$$k_1 = 674,95 \text{ kN/m (rigidez do veículo)}$$

$$v_{eb} = 25,84 \cdot c_1 + 2,22 \text{ [m/s]}$$

$$F_{m\acute{a}x} = 674,95 \cdot c_1 + 58,03 \text{ [kN]}$$

Tabela I.2: Valores calculados para impactos hipotéticos entre veículos Daihatsu Charade e pára-choques de diferentes rigidezes instalados na traseira de caminhões de diferentes massas, sem consideração da frenagem. Diferença de velocidade entre os veículos: 50 km/h.

k_2 (N/m)	m_2 (kg)	v_{eb} (m/s)	c_1 (m)	c_2 (m)	c_{tot} (m)	Δv_1 (m/s)	a_{1med} (g)	t (ms)	F_{med} (kN)	F_{max} (kN)	a_{1max} (g)	$\frac{F_{max n}}{F_{max 40t}}$
8	5.000	12,64	0,403	0	0,403	12,71	20,3	64	201	330	33,3	0,92
	10.000	13,20	0,425	0	0,425	13,88	21,0	67	208	345	34,8	0,96
	20.000	13,52	0,437	0	0,437	14,54	21,4	69	212	353	35,6	0,99
	40.000	13,68	0,443	0	0,443	14,90	21,6	70	214	357	36,0	1,00
2.000	5.000	10,93	0,337	0,113	0,450	12,71	18,2	71	180	285	28,8	0,92
	10.000	11,42	0,356	0,120	0,476	13,88	18,8	75	186	298	30,1	0,96
	20.000	11,69	0,366	0,124	0,490	14,54	19,1	78	189	305	30,8	0,99
	40.000	11,83	0,372	0,125	0,497	14,90	19,3	79	191	309	31,2	1,00
1.000	5.000	9,76	0,292	0,197	0,489	12,71	16,7	77	166	255	25,7	0,92
	10.000	10,20	0,309	0,208	0,517	13,88	17,3	82	171	266	26,9	0,96
	20.000	10,44	0,318	0,215	0,533	14,54	17,6	84	174	273	27,5	0,99
	40.000	10,57	0,323	0,218	0,541	14,90	17,7	86	176	276	27,9	1,00
500	5.000	8,24	0,233	0,314	0,547	12,71	14,9	87	148	215	21,7	0,92
	10.000	8,61	0,247	0,334	0,581	13,88	15,4	92	152	225	22,7	0,96
	20.000	8,82	0,255	0,345	0,600	14,54	15,6	95	155	230	23,2	0,99
	40.000	8,93	0,259	0,350	0,609	14,90	15,7	97	156	233	23,5	1,00
375	5.000	7,55	0,206	0,371	0,577	12,71	14,2	91	140	197	19,9	0,92
	10.000	7,89	0,219	0,395	0,614	13,88	14,5	97	144	206	20,8	0,96
	20.000	8,08	0,226	0,408	0,634	14,54	14,8	100	146	211	21,3	0,99
	40.000	8,18	0,230	0,415	0,645	14,90	14,9	102	147	214	21,5	1,00
250	5.000	6,57	0,168	0,454	0,622	12,71	13,1	99	130	172	17,3	0,92
	10.000	6,86	0,180	0,485	0,665	13,88	13,4	105	133	179	18,1	0,96
	20.000	7,03	0,186	0,502	0,688	14,54	13,6	109	135	184	18,5	0,99
	40.000	7,11	0,189	0,511	0,700	14,90	13,7	111	136	186	18,7	1,00

Tabela I.3: Valores calculados para impactos hipotéticos entre veículos Daihatsu Charade e pára-choques de diferentes rigidezes instalados na traseira de caminhões de diferentes massas, considerando-se que o caminhão está em processo de frenagem. Diferença de velocidade entre os veículos: 50 km/h.

k_2 (N/m)	m_2 (kg)	v_{ebf} (m/s)	c_{1f} (m)	c_{2f} (m)	c_{totf} (m)	F_f (kN)	Δv_{1f} (m/s)	a_{1medf} (g)	t_f (ms)	F_{medf} (kN)	F_{maxf} (kN)	a_{1maxf} (g)	$\frac{F_{maxf}}{F_{max}}$
8	5.000	13,15	0,423	0	0,423	44	13,18	20,8	65	206	344	34,7	1,04
	10.000	13,77	0,447	0	0,447	88	14,42	21,6	68	214	360	36,3	1,04
	20.000	14,12	0,460	0	0,460	177	15,13	22,0	70	218	369	37,2	1,04
	40.000	14,30	0,467	0	0,467	353	15,51	22,2	71	220	373	37,7	1,05
2.000	5.000	11,43	0,356	0,120	0,476	44	13,24	18,6	72	185	298	30,1	1,05
	10.000	11,97	0,377	0,127	0,504	88	14,49	19,3	77	191	313	31,5	1,05
	20.000	12,27	0,389	0,131	0,520	177	15,20	19,7	79	195	320	32,3	1,05
	40.000	12,43	0,395	0,133	0,528	353	15,59	19,9	80	197	325	32,8	1,05
1.000	5.000	10,25	0,311	0,210	0,521	44	13,29	17,2	79	170	268	27,0	1,05
	10.000	10,74	0,330	0,222	0,552	88	14,54	17,8	83	176	281	28,3	1,05
	20.000	11,01	0,340	0,230	0,570	177	15,26	18,1	86	180	288	29,0	1,05
	40.000	11,16	0,346	0,233	0,579	353	15,65	18,3	87	181	291	29,4	1,06
500	5.000	8,71	0,251	0,339	0,590	44	13,36	15,3	89	152	227	22,9	1,06
	10.000	9,13	0,267	0,361	0,628	88	14,63	15,8	94	157	238	24,0	1,06
	20.000	9,36	0,276	0,373	0,649	177	15,36	16,1	97	160	244	24,7	1,06
	40.000	9,49	0,281	0,379	0,660	353	15,75	16,3	99	161	248	25,0	1,06
375	5.000	8,00	0,224	0,403	0,627	44	13,40	14,5	94	144	209	21,1	1,06
	10.000	8,39	0,239	0,430	0,669	88	14,68	15,0	100	148	219	22,1	1,06
	20.000	8,61	0,247	0,445	0,692	177	15,41	15,2	103	151	225	22,7	1,07
	40.000	8,72	0,251	0,453	0,704	353	15,80	15,3	105	152	228	23,0	1,07
250	5.000	6,99	0,185	0,499	0,684	44	13,46	13,5	102	133	183	18,4	1,06
	10.000	7,34	0,198	0,534	0,732	88	14,75	13,8	109	137	192	19,3	1,07
	20.000	7,53	0,205	0,554	0,759	177	15,49	14,0	113	139	197	19,8	1,07
	40.000	7,63	0,209	0,565	0,774	353	15,89	14,1	115	140	199	20,1	1,07

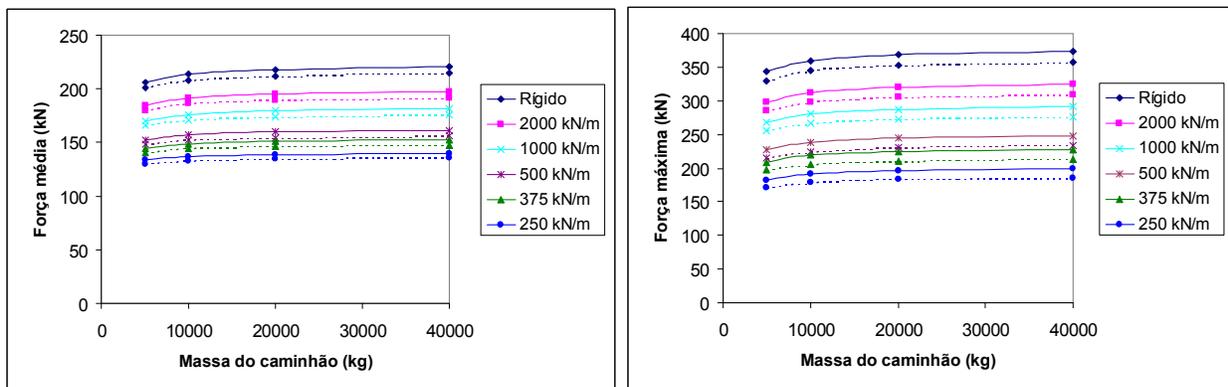


Figura I.2: Forças de impacto média e máxima versus massa do caminhão para diferentes rigidezes do pára-choque. Linhas contínuas: caminhão freando; tracejadas: caminhão livre.

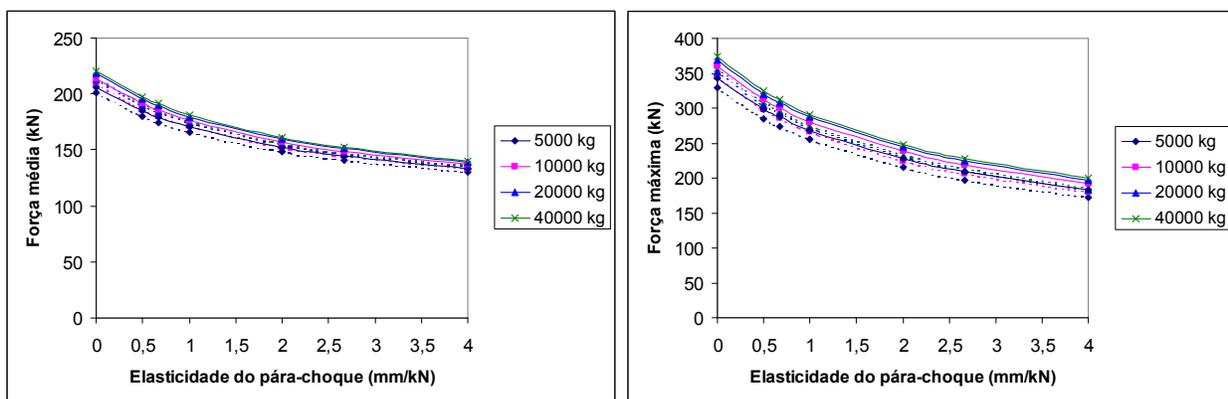


Figura I.3: Forças de impacto média e máxima versus elasticidade do pára-choque para diferentes massas do caminhão. Linhas contínuas: caminhão freando; tracejadas: caminhão livre.

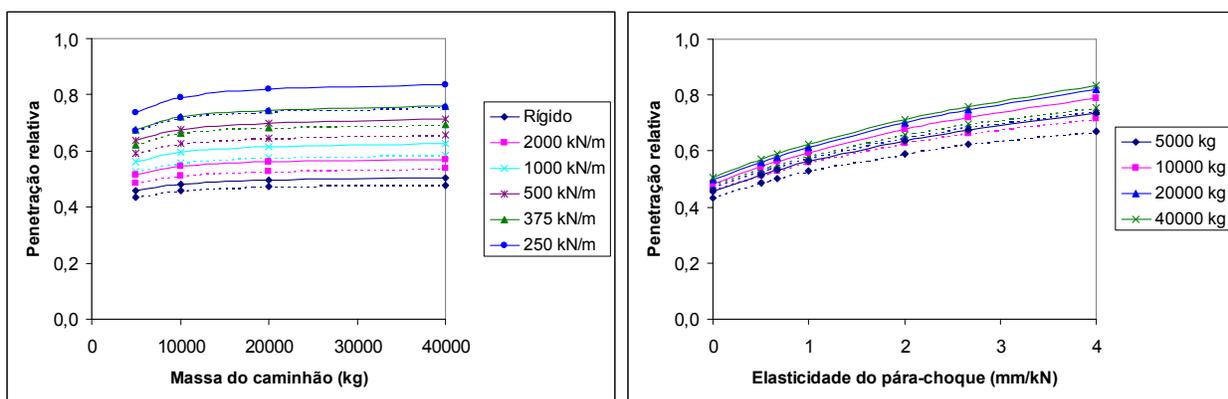


Figura I.4: Penetração relativa do veículo Daihatsu Charade sob o caminhão em função da massa do caminhão e da elasticidade do pára-choque (penetração até o *firewall* = 1,0). Linhas contínuas: caminhão freando; tracejadas: caminhão livre.

I.3 Ford Escort

Tabela I.4: Dados de testes de impacto contra barreira rígida do veículo Ford Escort.

Ano do modelo	Massa do veículo (kg)	Velocidade de impacto		Deform. residual média (m)	Fator de correção p/massa	Deformação corrigida (m)	Distância do pára-choque dianteiro ao:		Referência
		km/h	m/s				firewall (m)	pilar A (m)	
1981	1.101	48,6	13,5	0,4597	1,0034	0,4613	0,998	1,417	Johnson e Davis (1981)
1981	1.176	56,3	15,6	0,5461	0,9708	0,5301	1,036	1,464	Donnelly e Levan (1981)
1982	923	46,7	12,8	0,3810	1,0954	0,4174	?	?	Carlson (1982)
1985	1.255	16,2	4,5	0,0635	0,9395	0,0597	?	?	Kerkhoff <i>et al.</i> (1993)
1985	1.102	24,5	6,8	0,1190	1,0026	0,1193	?	?	
1985	1.103	31,8	8,8	0,2125	1,0024	0,2130	?	?	
Média	1.110	-	-	-	-	-	1,017	1,441	-

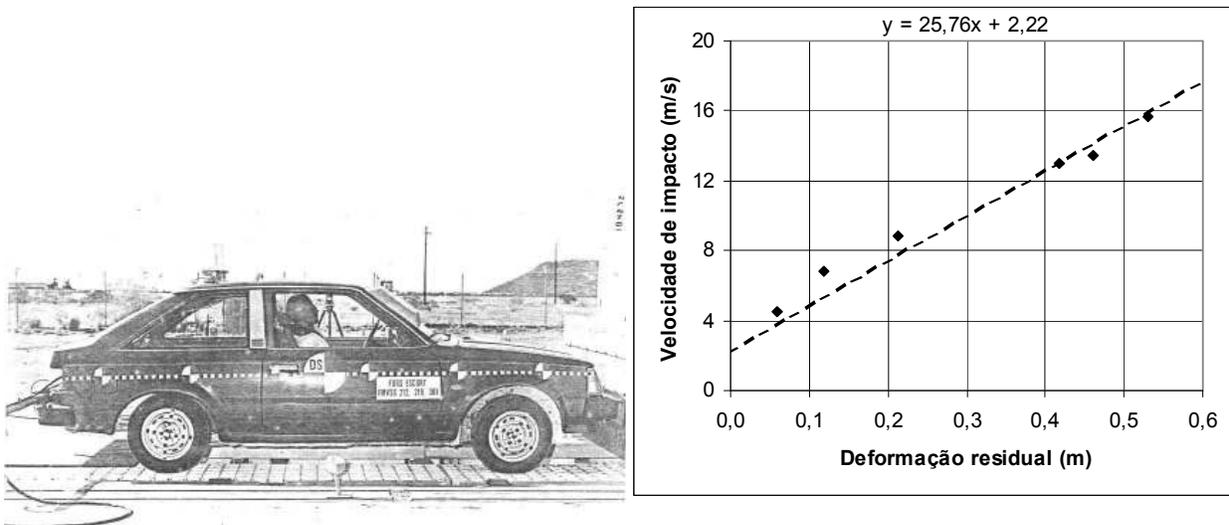


Figura I.5: Veículo Ford Escort utilizado em um dos testes (Johnson e Davis, 1981) e gráfico de deformação residual x velocidade de impacto construído com os dados disponíveis.

$$b_1 = 25,76 \text{ [s}^{-1}\text{]}$$

$$v_{eb} = 25,76 \cdot c_1 + 2,22 \text{ [m/s]}$$

$$k_1 = 736,78 \text{ kN/m (rigidez do veículo)}$$

$$F_{\text{máx}} = 736,78 \cdot c_1 + 63,55 \text{ [kN]}$$

Tabela I.5: Valores calculados para impactos hipotéticos entre veículos Ford Escort e pára-choques de diferentes rigidezes instalados na traseira de caminhões de diferentes massas, sem consideração da frenagem. Diferença de velocidade entre os veículos: 50 km/h.

k_2 (N/m)	m_2 (kg)	v_{eb} (m/s)	c_1 (m)	c_2 (m)	c_{tot} (m)	Δv_1 (m/s)	a_{1med} (g)	t (ms)	F_{med} (kN)	F_{max} (kN)	a_{1max} (g)	$\frac{F_{max n}}{F_{max 40t}}$
8	5.000	12,53	0,400	0	0,400	12,50	20,1	52	219	358	32,9	0,92
	10.000	13,14	0,424	0	0,424	13,75	20,9	60	227	376	34,5	0,96
	20.000	13,48	0,437	0	0,437	14,47	21,3	65	232	386	35,4	0,99
	40.000	13,66	0,444	0	0,444	14,87	21,5	68	235	391	35,9	1,00
2.000	5.000	10,71	0,330	0,121	0,451	12,50	17,8	59	194	306	28,1	0,92
	10.000	11,24	0,350	0,129	0,479	13,75	18,5	68	201	321	29,5	0,96
	20.000	11,53	0,361	0,133	0,494	14,47	18,8	74	205	330	30,3	0,99
	40.000	11,68	0,367	0,135	0,502	14,87	19,0	77	207	334	30,7	1,00
1.000	5.000	9,51	0,283	0,208	0,491	12,50	16,4	64	178	272	25,0	0,92
	10.000	9,97	0,301	0,222	0,523	13,75	16,9	74	184	285	26,2	0,96
	20.000	10,23	0,311	0,229	0,540	14,47	17,3	80	188	293	26,9	0,99
	40.000	10,37	0,316	0,233	0,549	14,87	17,4	84	190	297	27,2	1,00
500	5.000	7,97	0,223	0,329	0,552	12,50	14,6	72	159	228	20,9	0,92
	10.000	8,36	0,238	0,351	0,589	13,75	15,0	83	164	239	21,9	0,96
	20.000	8,57	0,247	0,363	0,610	14,47	15,3	91	166	245	22,5	0,99
	40.000	8,69	0,251	0,370	0,621	14,87	15,4	95	168	248	22,8	1,00
375	5.000	7,28	0,196	0,386	0,582	12,50	13,8	76	151	208	19,1	0,92
	10.000	7,63	0,210	0,413	0,623	13,75	14,2	88	155	218	20,0	0,96
	20.000	7,83	0,218	0,428	0,646	14,47	14,4	96	157	224	20,6	0,99
	40.000	7,94	0,222	0,436	0,658	14,87	14,5	101	158	227	20,8	1,00
250	5.000	6,31	0,159	0,467	0,626	12,50	12,9	76	140	180	16,6	0,92
	10.000	6,62	0,171	0,503	0,674	13,75	13,1	88	143	189	17,4	0,96
	20.000	6,69	0,177	0,522	0,699	14,47	13,3	96	145	194	17,8	0,99
	40.000	6,88	0,181	0,533	0,714	14,87	13,4	101	146	197	18,1	1,00

Tabela I.6: Valores calculados para impactos hipotéticos entre veículos Ford Escort e pára-choques de diferentes rigidezes instalados na traseira de caminhões de diferentes massas, considerando-se que o caminhão está em processo de frenagem. Diferença de velocidade entre os veículos: 50 km/h.

k_2 (N/m)	m_2 (kg)	v_{ebf} (m/s)	c_{1f} (m)	c_{2f} (m)	c_{totf} (m)	F_f (kN)	Δv_{1f} (m/s)	a_{1medf} (g)	t_f (ms)	F_{medf} (kN)	F_{maxf} (kN)	a_{1maxf} (g)	$\frac{F_{maxf}}{F_{max}}$
8	5.000	13,04	0,420	0	0,420	44	12,97	20,6	64	224	373	34,3	1,04
	10.000	13,71	0,446	0	0,446	88	14,29	21,4	68	233	392	36,0	1,04
	20.000	14,09	0,460	0	0,460	177	15,06	21,9	70	238	403	37,0	1,04
	40.000	14,28	0,468	0	0,468	353	15,48	22,1	71	241	408	37,5	1,05
2.000	5.000	11,21	0,349	0,128	0,477	44	13,03	18,3	73	199	321	29,4	1,05
	10.000	11,79	0,371	0,137	0,508	88	14,36	19,0	77	207	337	31,0	1,05
	20.000	12,11	0,384	0,141	0,525	177	15,14	19,4	80	211	346	31,8	1,05
	40.000	12,28	0,390	0,144	0,534	353	15,56	19,6	81	214	351	32,3	1,05
1.000	5.000	9,99	0,301	0,222	0,523	44	13,07	16,8	79	183	286	26,2	1,05
	10.000	10,51	0,322	0,237	0,559	88	14,42	17,4	84	190	300	27,6	1,05
	20.000	10,80	0,333	0,245	0,578	177	15,20	17,8	87	194	309	28,4	1,06
	40.000	10,95	0,339	0,250	0,589	353	15,63	18,0	89	196	313	28,8	1,06
500	5.000	8,42	0,241	0,355	0,596	44	13,15	15,0	90	163	241	22,1	1,06
	10.000	8,86	0,258	0,380	0,638	88	14,51	15,5	96	169	253	23,3	1,06
	20.000	9,11	0,267	0,394	0,661	177	15,30	15,8	99	172	261	23,9	1,06
	40.000	9,24	0,273	0,402	0,675	353	15,73	15,9	101	173	264	24,3	1,06
375	5.000	7,72	0,213	0,419	0,632	44	13,19	14,2	95	154	221	20,3	1,06
	10.000	8,12	0,229	0,450	0,679	88	14,56	14,6	101	159	232	21,3	1,06
	20.000	8,35	0,238	0,468	0,706	177	15,35	14,9	105	162	239	21,9	1,07
	40.000	8,48	0,243	0,477	0,720	353	15,78	15,0	107	164	242	22,3	1,07
250	5.000	6,72	0,175	0,514	0,689	44	13,24	13,1	103	143	192	17,6	1,07
	10.000	7,08	0,189	0,556	0,745	88	14,63	13,5	110	147	202	18,6	1,07
	20.000	7,28	0,196	0,579	0,775	177	15,43	13,7	115	149	208	19,1	1,07
	40.000	7,39	0,201	0,591	0,792	353	15,87	13,8	117	150	211	19,4	1,07

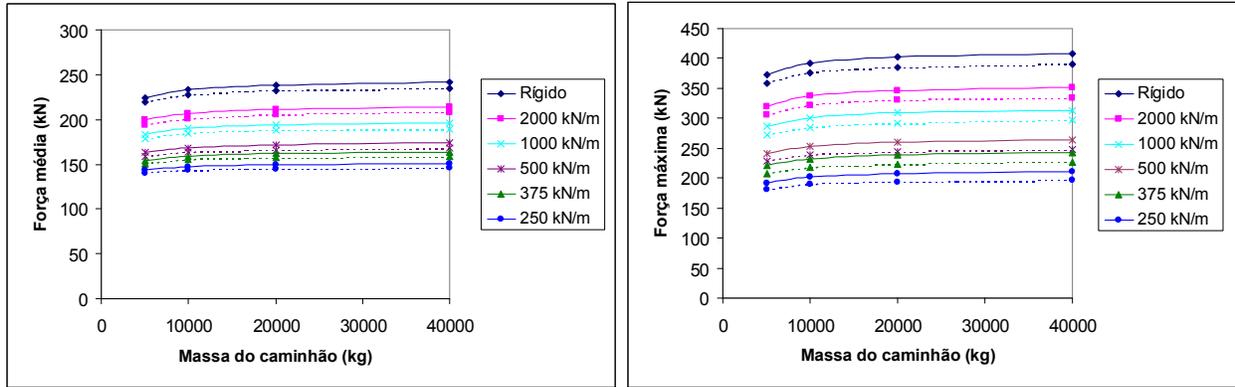


Figura I.6: Forças de impacto média e máxima versus massa do caminhão para diferentes rigidezes do pára-choque. Linhas contínuas: caminhão freando; tracejadas: caminhão livre.

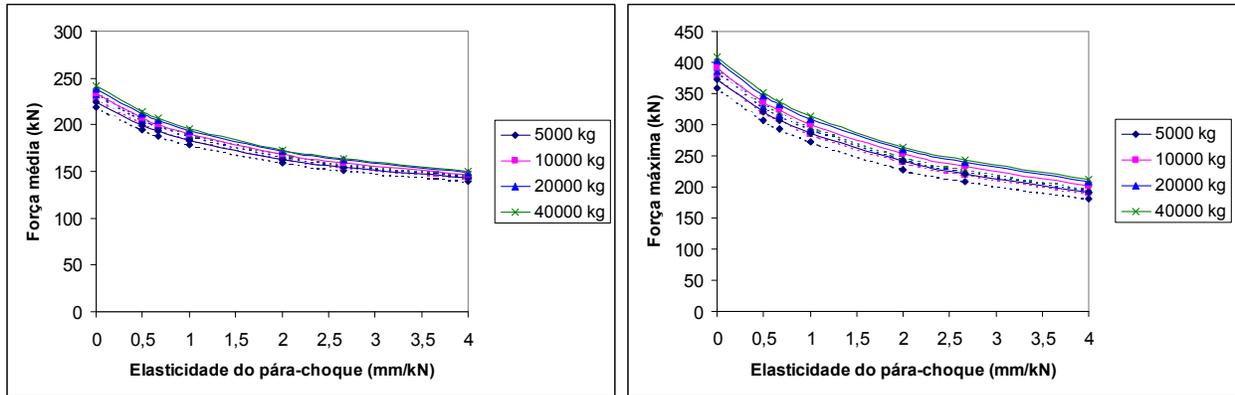


Figura I.7: Forças de impacto média e máxima versus elasticidade do pára-choque para diferentes massas do caminhão. Linhas contínuas: caminhão freando; tracejadas: caminhão livre.

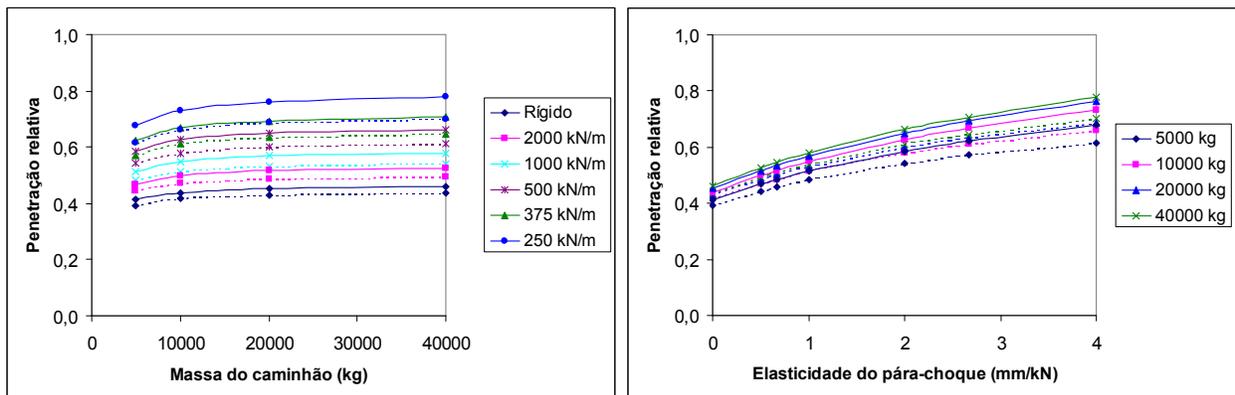


Figura I.8: Penetração relativa do veículo Ford Escort sob o caminhão em função da massa do caminhão e da elasticidade do pára-choque (penetração até o *firewall* = 1,0). Linhas contínuas: caminhão freando; tracejadas: caminhão livre.

I.4 Honda Civic

Tabela I.7: Dados de testes de impacto contra barreira rígida do veículo Honda Civic.

Ano do modelo	Massa do veículo (kg)	Velocidade de impacto		Deform. residual média (m)	Fator de correção p/massa	Deformação corrigida (m)	Distância do pára-choque dianteiro ao:		Referência
		km/h	m/s				<i>firewall</i> (m)	pilar A (m)	
1999	1.273	56,0	15,6	0,3907	1,0145	0,3964	1,007	1,428	Gorth (1998)
2001	1.341	56,8	15,8	0,3708	0,9884	0,3665	1,033	1,353	Kosloske (2000a)
2001	1.297	56,5	15,7	0,3597	1,0051	0,3615	0,940	1,312	Havens (2001)
2002	1.325	48,2	13,4	0,3177	0,9944	0,3159	0,950	1,303	Watters (2003)
2002	1.315	47,9	13,3	0,3418	0,9982	0,3412	0,957	1,294	Sankey (2003)
Média	1.310	-	-	-	-	-	0,977	1,338	-

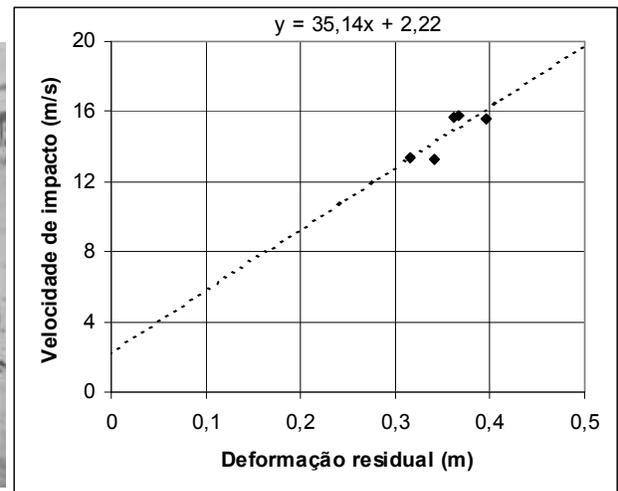


Figura I.9: Veículo Honda Civic utilizado em um dos testes (Gorth, 1998) e gráfico de deformação residual x velocidade de impacto construído com os dados disponíveis.

$$b_1 = 35,14 \text{ [s}^{-1}\text{]}$$

$$k_1 = 1.618,06 \text{ kN/m (rigidez do veículo)}$$

$$v_{eb} = 35,14 \cdot c_1 + 2,22 \text{ [m/s]}$$

$$F_{\text{máx}} = 1.618,06 \cdot c_1 + 102,32 \text{ [kN]}$$

Tabela I.8: Valores calculados para impactos hipotéticos entre veículos Honda Civic e pára-choques de diferentes rigidezes instalados na traseira de caminhões de diferentes massas, sem consideração da frenagem. Diferença de velocidade entre os veículos: 50 km/h.

k_2 (N/m)	m_2 (kg)	v_{eb} (m/s)	c_1 (m)	c_2 (m)	c_{tot} (m)	Δv_1 (m/s)	a_{1med} (g)	t (ms)	F_{med} (kN)	F_{max} (kN)	a_{1max} (g)	$\frac{F_{max n}}{F_{max 40t}}$
8	5.000	12,33	0,288	0	0,288	12,11	27,1	46	348	568	44,2	0,90
	10.000	13,03	0,307	0	0,307	13,51	28,3	49	363	600	46,7	0,96
	20.000	13,42	0,319	0	0,319	14,34	29,0	50	372	618	48,1	0,98
	40.000	13,63	0,325	0	0,325	14,79	29,3	51	377	628	48,8	1,00
2.000	5.000	9,17	0,198	0,160	0,358	12,11	21,8	57	280	422	32,8	0,90
	10.000	9,68	0,212	0,172	0,384	13,51	22,6	61	291	446	34,7	0,96
	20.000	9,98	0,221	0,179	0,400	14,34	23,1	63	297	459	35,7	0,98
	40.000	10,14	0,225	0,182	0,407	14,79	23,4	65	300	467	36,3	1,00
1.000	5.000	7,62	0,154	0,249	0,403	12,11	19,4	64	249	351	27,3	0,90
	10.000	8,05	0,166	0,268	0,434	13,51	20,0	69	257	371	28,8	0,96
	20.000	8,29	0,173	0,280	0,453	14,34	20,4	72	262	382	29,7	0,98
	40.000	8,42	0,177	0,286	0,463	14,79	20,6	73	265	388	30,2	1,00
500	5.000	5,99	0,107	0,347	0,454	12,11	17,1	72	220	276	21,5	0,90
	10.000	6,33	0,117	0,378	0,495	13,51	17,6	78	226	291	22,7	0,96
	20.000	6,52	0,122	0,396	0,518	14,34	17,8	82	229	300	23,4	0,98
	40.000	6,62	0,125	0,405	0,530	14,79	17,9	84	231	305	23,7	1,00
375	5.000	5,35	0,089	0,384	0,473	12,11	16,5	75	212	246	19,2	0,90
	10.000	5,65	0,098	0,421	0,519	13,51	16,8	82	216	260	20,2	0,96
	20.000	5,82	0,102	0,442	0,544	14,34	17,0	86	218	268	20,9	0,98
	40.000	5,91	0,105	0,453	0,558	14,79	17,1	88	219	272	21,2	1,00
250	5.000	4,51	0,065	0,413	0,487	12,11	16,0	77	206	208	16,2	0,90
	10.000	4,47	0,072	0,468	0,540	13,51	16,1	86	207	219	17,1	0,96
	20.000	4,91	0,077	0,495	0,572	14,34	16,1	91	208	226	17,6	0,98
	40.000	4,99	0,079	0,509	0,714	14,79	16,2	93	208	230	17,9	1,00

Tabela I.9: Valores calculados para impactos hipotéticos entre veículos Honda Civic e pára-choques de diferentes rigidezes instalados na traseira de caminhões de diferentes massas, considerando-se que o caminhão está em processo de frenagem. Diferença de velocidade entre os veículos: 50 km/h.

k_2 (N/m)	m_2 (kg)	v_{ebf} (m/s)	c_{1f} (m)	c_{2f} (m)	c_{totf} (m)	F_f (kN)	Δv_{1f} (m/s)	a_{1medf} (g)	t_f (ms)	F_{medf} (kN)	F_{maxf} (kN)	a_{1maxf} (g)	$\frac{F_{maxf}}{F_{max}}$
8	5.000	12,69	0,298	0	0,298	44	12,43	27,5	46	353	584	45,5	1,03
	10.000	13,43	0,319	0	0,319	88	13,89	28,7	49	369	619	48,1	1,03
	20.000	13,86	0,331	0	0,331	177	14,76	29,5	51	379	638	49,6	1,03
	40.000	14,08	0,337	0	0,337	353	15,24	29,9	52	384	648	50,4	1,03
2.000	5.000	9,50	0,207	0,168	0,375	44	12,51	22,1	58	285	438	34,0	1,04
	10.000	10,07	0,223	0,181	0,404	88	13,99	23,1	62	296	463	36,1	1,04
	20.000	10,39	0,232	0,188	0,420	177	14,87	23,6	64	303	478	37,2	1,04
	40.000	10,56	0,237	0,192	0,429	353	15,35	23,9	66	307	486	37,8	1,04
1.000	5.000	7,94	0,163	0,263	0,426	44	12,56	19,7	65	253	365	28,4	1,04
	10.000	8,41	0,176	0,285	0,461	88	14,06	20,4	70	262	387	30,1	1,04
	20.000	8,68	0,184	0,297	0,481	177	14,94	20,8	73	268	400	31,1	1,05
	40.000	8,82	0,188	0,304	0,492	353	15,43	21,1	75	271	406	31,6	1,05
500	5.000	6,27	0,115	0,373	0,488	44	12,62	17,3	74	223	289	22,5	1,05
	10.000	6,65	0,126	0,408	0,534	88	14,14	17,8	81	299	306	23,8	1,05
	20.000	6,87	0,132	0,428	0,560	177	15,04	18,1	85	233	316	24,6	1,05
	40.000	6,99	0,136	0,439	0,574	353	15,53	18,3	87	235	322	25,0	1,05
375	5.000	5,61	0,096	0,416	0,512	44	12,65	16,6	78	213	258	20,1	1,05
	10.000	5,96	0,106	0,458	0,564	88	14,17	17,0	85	218	274	21,3	1,05
	20.000	6,15	0,112	0,483	0,595	177	15,08	17,2	89	221	283	22,0	1,06
	40.000	6,26	0,115	0,495	0,610	353	15,58	17,3	92	223	288	22,4	1,06
250	5.000	4,74	0,072	0,464	0,536	44	12,67	15,9	81	205	218	17,0	1,05
	10.000	5,04	0,080	0,519	0,599	88	14,12	16,1	90	207	232	18,0	1,06
	20.000	5,21	0,085	0,550	0,635	177	15,13	16,2	95	208	240	18,6	1,06
	40.000	5,30	0,087	0,566	0,653	353	15,63	16,3	98	209	244	19,0	1,06

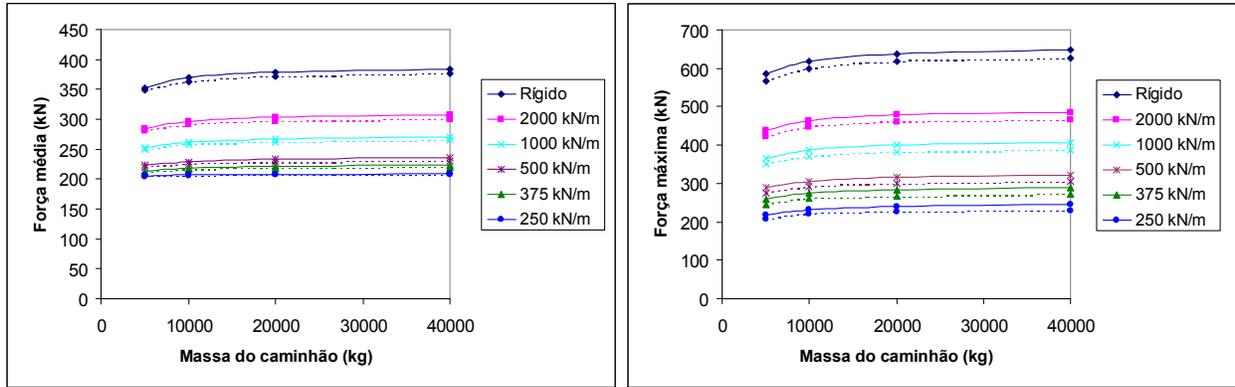


Figura I.10: Forças de impacto média e máxima versus massa do caminhão para diferentes rigidezes do pára-choque. Linhas contínuas: caminhão freando; tracejadas: caminhão livre.

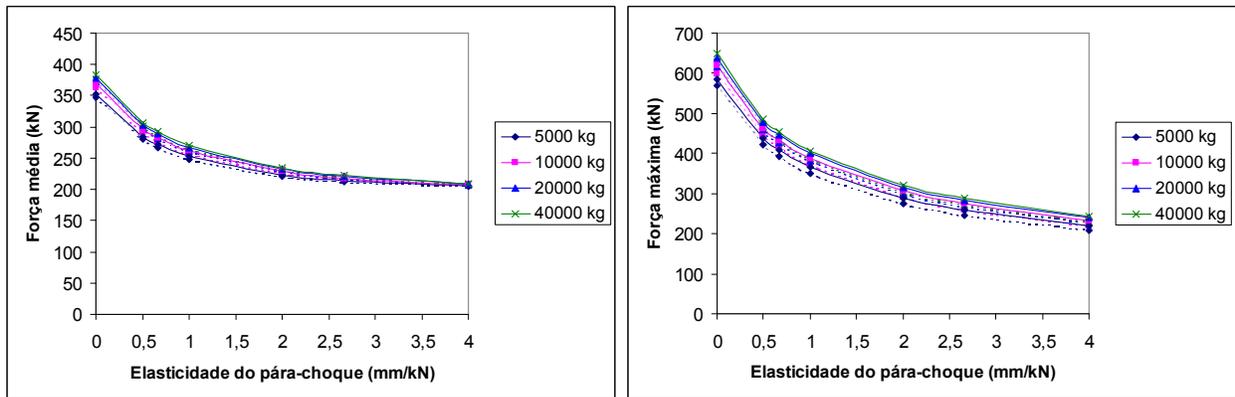


Figura I.11: Forças de impacto média e máxima versus elasticidade do pára-choque para diferentes massas do caminhão. Linhas contínuas: caminhão freando; tracejadas: caminhão livre.

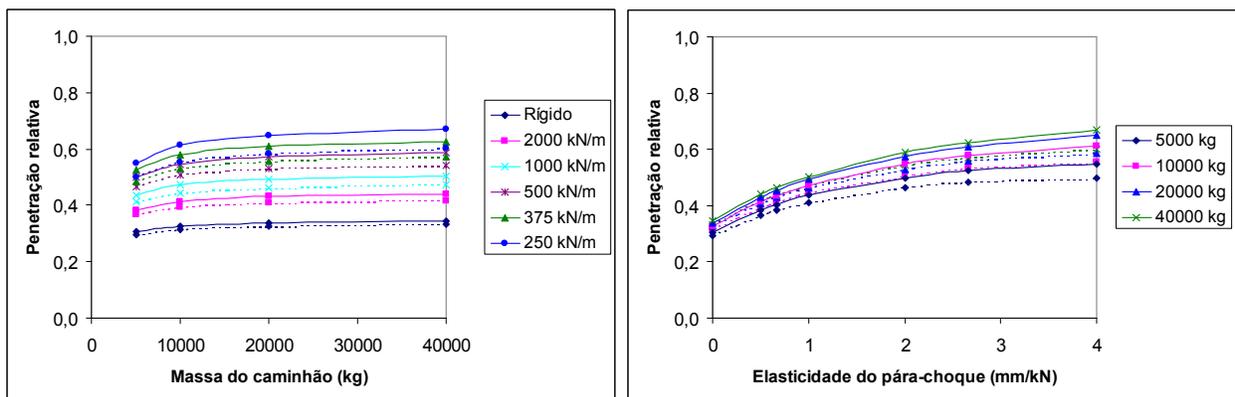


Figura I.12: Penetração relativa do veículo Honda Civic sob o caminhão em função da massa do caminhão e da elasticidade do pára-choque (penetração até o *firewall* = 1,0). Linhas contínuas: caminhão freando; tracejadas: caminhão livre.

I.5 Nissan Altima

Tabela I.10: Dados de testes de impacto contra barreira rígida do veículo Nissan Altima.

Ano do modelo	Massa do veículo (kg)	Velocidade de impacto		Deform. residual média (m)	Fator de correção p/massa	Deformação corrigida (m)	Distância do pára-choque dianteiro ao:		Referência
		km/h	m/s				<i>firewall</i> (m)	pilar A (m)	
1993	1.515	56,3	15,6	0,5438	1,0103	0,5494	1,081	1,425	Kilgallon e Levan (1992)
1994	1.540	47,2	13,1	0,3527	1,0020	0,3534	1,099	1,451	Markusic (1993)
1994	1.493	56,3	15,6	0,4542	1,0178	0,4622	1,092	1,429	Fleck (1994)
1995	1.549	56,4	15,7	0,5058	0,9991	0,5054	1,100	1,433	Winkelbauer (1995)
1998	1.554	56,6	15,7	0,4372	0,9975	0,4361	1,121	1,498	Kosloske (1998)
1998	1.551	47,4	13,2	0,3778	0,9985	0,3772	?	?	Narh (1998)
1998	1.510	47,9	13,3	0,3880	1,0119	0,3926	1,130	1,476	Allard (1998)
1999	1.566	56,4	15,7	0,5393	0,9937	0,5359	1,133	1,488	Strassburg (1999)
2000	1.576	56,8	15,8	0,5447	0,9905	0,5395	1,171	1,390	Travale e Valvo (2000)
2002	1.609	56,3	15,6	0,4543	0,9803	0,4454	1,137	1,460	Travale e Valvo (2002)
Média	1.546	-	-	-	-	-	1,118	1,450	-

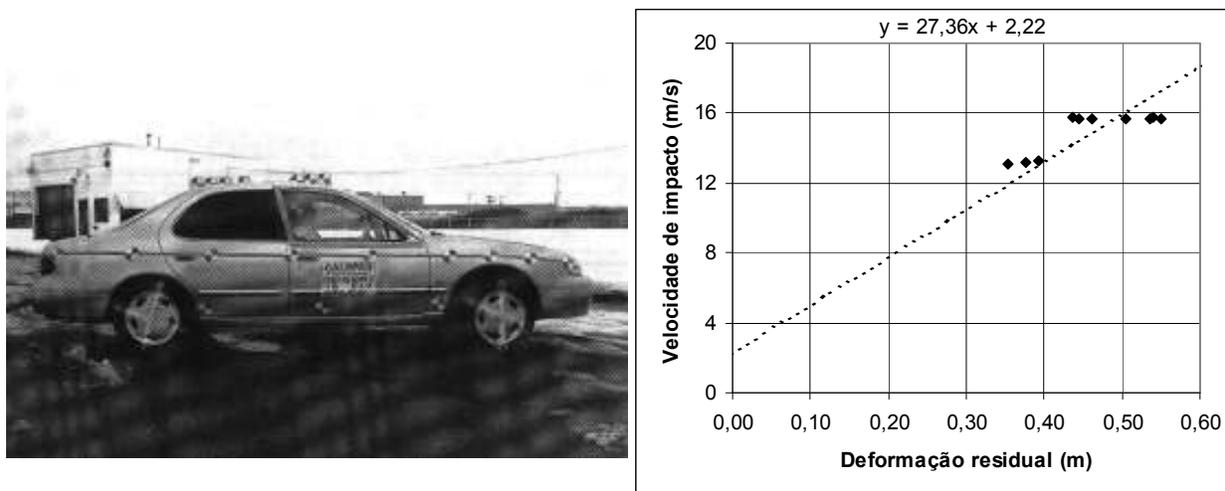


Figura I.13: Veículo Nissan Altima utilizado em um dos testes (Kilgallon e Levan, 1992) e gráfico de deformação residual x velocidade de impacto construído com os dados disponíveis.

$$b_1 = 27,36 \text{ [s}^{-1}\text{]}$$

$$v_{eb} = 27,36.c_1 + 2,22 \text{ [m/s]}$$

$$k_1 = 1.157,83 \text{ kN/m (rigidez do veículo)}$$

$$F_{m\acute{a}x} = 1.157,83.c_1 + 94,03 \text{ [kN]}$$

Tabela I.11: Valores calculados para impactos hipotéticos entre veículos Nissan Altima e pára-choques de diferentes rigidezes instalados na traseira de caminhões de diferentes massas, sem consideração da frenagem. Diferença de velocidade entre os veículos: 50 km/h.

k_2 (N/m)	m_2 (kg)	v_{eb} (m/s)	c_1 (m)	c_2 (m)	c_{tot} (m)	Δv_1 (m/s)	a_{1med} (g)	t (ms)	F_{med} (kN)	F_{max} (kN)	a_{1max} (g)	$\frac{F_{max n}}{F_{max 40t}}$
8	5.000	12,11	0,361	0	0,361	11,67	20,8	57	315	512	33,8	0,89
	10.000	12,89	0,390	0	0,390	13,23	21,6	62	331	546	36,0	0,95
	20.000	13,35	0,407	0	0,407	14,18	22,4	64	341	565	37,2	0,98
	40.000	13,59	0,416	0	0,416	14,71	22,8	66	346	575	37,9	1,00
2.000	5.000	9,64	0,271	0,157	0,428	11,67	17,6	68	266	408	26,9	0,89
	10.000	10,26	0,294	0,170	0,464	13,23	18,4	73	279	434	28,6	0,95
	20.000	10,62	0,307	0,178	0,485	14,18	18,8	77	286	449	29,6	0,98
	40.000	10,82	0,314	0,182	0,496	14,71	19,1	79	290	458	30,2	1,00
1.000	5.000	8,24	0,220	0,255	0,475	11,67	15,8	75	240	349	23,0	0,89
	10.000	8,78	0,240	0,277	0,517	13,23	16,5	82	250	371	24,5	0,95
	20.000	9,09	0,251	0,290	0,541	14,18	16,9	86	256	384	25,3	0,98
	40.000	9,25	0,257	0,298	0,555	14,71	17,1	88	259	392	25,8	1,00
500	5.000	6,65	0,162	0,375	0,537	11,67	14,0	85	212	281	18,5	0,89
	10.000	7,08	0,178	0,411	0,589	13,23	14,5	93	219	300	19,7	0,95
	20.000	7,33	0,187	0,432	0,619	14,18	14,7	98	224	310	20,4	0,98
	40.000	7,47	0,192	0,444	0,636	14,71	14,9	101	226	316	20,8	1,00
375	5.000	5,99	0,138	0,425	0,563	11,67	13,3	89	202	253	16,7	0,89
	10.000	6,38	0,152	0,469	0,621	13,23	13,7	98	208	270	17,8	0,95
	20.000	6,60	0,160	0,494	0,654	14,18	14,0	104	212	279	18,4	0,98
	40.000	6,72	0,165	0,508	0,673	14,71	14,1	107	214	284	18,8	1,00
250	5.000	5,10	0,105	0,487	0,592	11,67	12,7	94	192	216	14,2	0,89
	10.000	5,43	0,117	0,543	0,660	13,23	12,9	105	195	230	15,2	0,95
	20.000	5,62	0,124	0,576	0,700	14,18	13,0	111	198	238	15,7	0,98
	40.000	5,73	0,128	0,593	0,721	14,71	13,1	114	199	242	16,0	1,00

Tabela I.12: Valores calculados para impactos hipotéticos entre veículos Nissan Altima e pára-choques de diferentes rigidezes instalados na traseira de caminhões de diferentes massas, considerando-se que o caminhão está em processo de frenagem. Diferença de velocidade entre os veículos: 50 km/h.

k_2 (N/m)	m_2 (kg)	v_{ebf} (m/s)	c_{1f} (m)	c_{2f} (m)	c_{totf} (m)	F_f (kN)	Δv_{1f} (m/s)	a_{1medf} (g)	t_f (ms)	F_{medf} (kN)	F_{maxf} (kN)	a_{1maxf} (g)	$\frac{F_{maxf}}{F_{max}}$
8	5.000	12,64	0,381	0	0,381	44	12,06	21,0	58	319	535	35,3	1,04
	10.000	13,50	0,412	0	0,412	88	13,71	22,1	63	336	571	37,7	1,05
	20.000	14,01	0,431	0	0,431	177	14,72	22,8	66	346	593	39,1	1,05
	40.000	14,28	0,441	0	0,441	353	15,28	23,1	67	351	604	39,8	1,04
2.000	5.000	10,06	0,286	0,166	0,452	44	12,13	17,9	69	272	426	28,1	1,04
	10.000	10,75	0,312	0,180	0,492	88	13,80	18,8	75	286	455	30,0	1,05
	20.000	11,15	0,326	0,189	0,515	177	14,82	19,4	78	294	472	31,1	1,05
	40.000	11,37	0,334	0,193	0,527	353	15,39	19,6	80	298	481	31,7	1,05
1.000	5.000	8,64	0,235	0,272	0,507	44	12,19	16,2	77	245	366	24,1	1,05
	10.000	9,24	0,257	0,297	0,554	88	13,87	16,9	84	257	391	25,8	1,05
	20.000	9,59	0,269	0,312	0,581	177	14,90	17,4	88	263	406	26,8	1,06
	40.000	9,78	0,276	0,320	0,596	353	15,47	17,6	90	267	414	27,3	1,06
500	5.000	7,02	0,175	0,406	0,581	44	12,26	14,3	88	217	297	19,6	1,06
	10.000	7,51	0,193	0,448	0,641	88	13,97	14,8	96	225	318	21,0	1,06
	20.000	7,80	0,204	0,472	0,676	177	15,01	15,2	101	230	330	21,8	1,06
	40.000	7,96	0,210	0,485	0,695	353	15,59	15,3	104	233	337	22,2	1,07
375	5.000	5,34	0,150	0,465	0,615	44	12,29	13,6	92	206	268	17,7	1,06
	10.000	6,79	0,167	0,515	0,682	88	14,01	14,0	102	213	287	18,9	1,06
	20.000	7,05	0,176	0,545	0,721	177	15,06	14,3	107	217	298	19,7	1,07
	40.000	7,19	0,182	0,561	0,743	353	15,65	14,5	110	219	304	20,1	1,07
250	5.000	5,42	0,117	0,541	0,658	44	12,33	12,8	98	194	229	15,1	1,06
	10.000	5,81	0,131	0,607	0,738	88	14,07	13,1	110	198	246	16,2	1,07
	20.000	6,04	0,139	0,646	0,785	177	15,13	13,3	116	201	256	16,8	1,07
	40.000	6,16	0,144	0,667	0,811	353	15,73	13,4	120	203	261	17,2	1,08

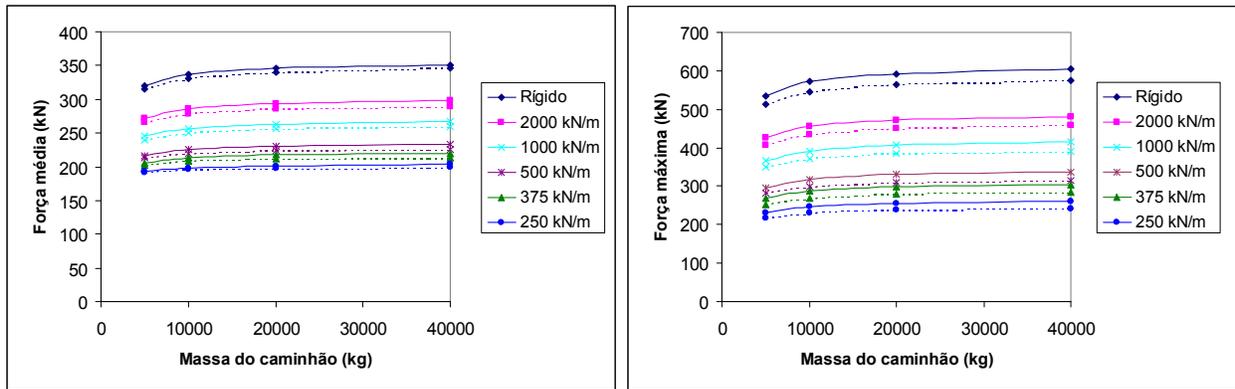


Figura I.14: Forças de impacto média e máxima versus massa do caminhão para diferentes rigidezes do pára-choque. Linhas contínuas: caminhão freando; tracejadas: caminhão livre.

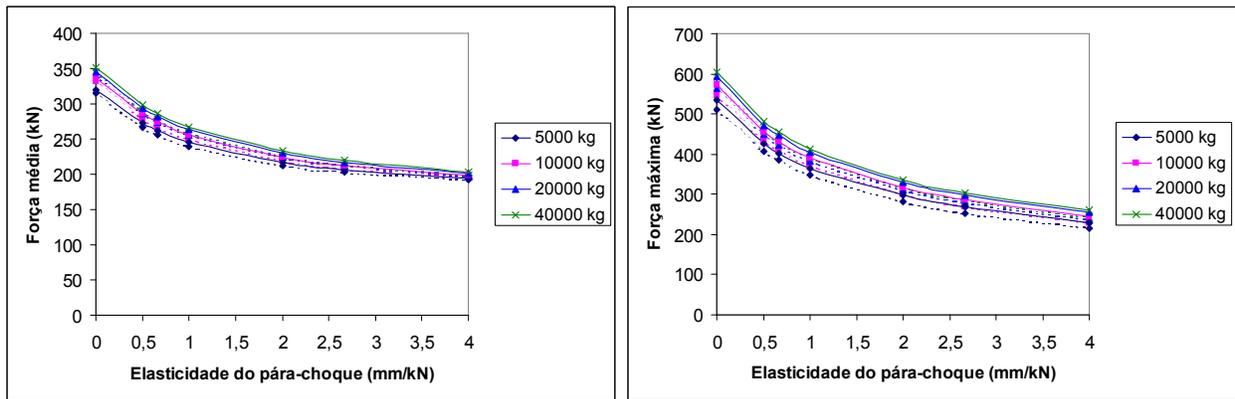


Figura I.15: Forças de impacto média e máxima versus elasticidade do pára-choque para diferentes massas do caminhão. Linhas contínuas: caminhão freando; tracejadas: caminhão livre.

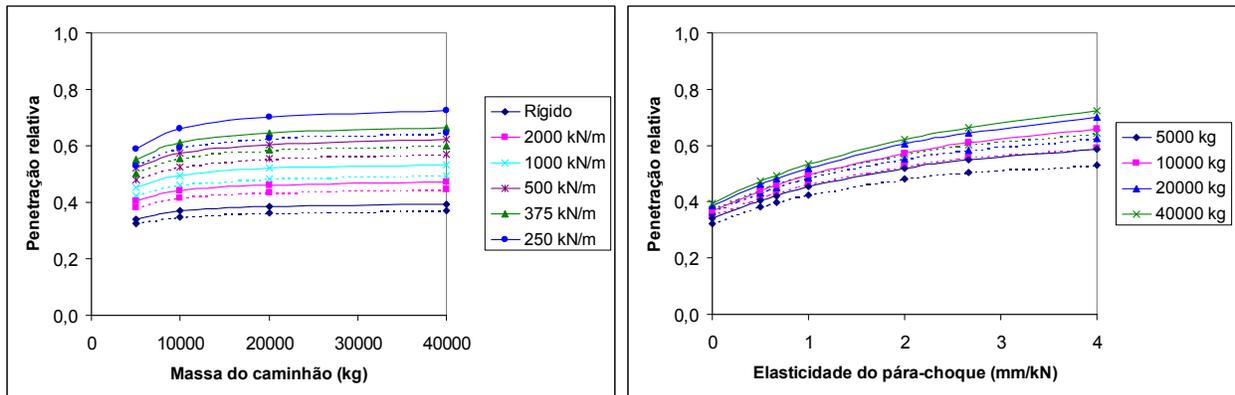


Figura I.16: Penetração relativa do veículo Nissan Altima sob o caminhão em função da massa do caminhão e da elasticidade do pára-choque (penetração até o *firewall* = 1,0). Linhas contínuas: caminhão freando; tracejadas: caminhão livre.

I.6 Ford Taurus

Tabela I.13: Dados de testes de impacto contra barreira rígida do veículo Ford Taurus.

Ano do modelo	Massa do veículo (kg)	Velocidade de impacto		Deform. residual média (m)	Fator de correção p/massa	Deformação corrigida (m)	Distância do pára-choque dianteiro ao		Referência
		km/h	m/s				<i>firewall</i> (m)	pilar A (m)	
1998	1.738	47,2	13,1	0,2647	0,9955	0,2635	1,137	1,599	TRC (1998a)
1998	1.738	56,2	15,6	0,3708	0,9955	0,3691	1,114	1,614	Travale e Czarnecki (1997)
1998	1.666	47,2	13,1	0,2735	1,0168	0,2781	1,114	1,603	TRC (1998b)
1999	1.731	56,3	15,6	0,4963	0,9975	0,4951	1,133	1,611	Kosloske (1999)
2000	1.654	48,3	13,4	0,2987	1,0204	0,3048	1,085	1,610	TRC (2000)
2000	1.657	44,0	12,2	0,2967	1,0195	0,3025	1,085	1,602	TRC (1999a)
2000	1.777	56,6	15,7	0,4307	0,9845	0,4240	1,096	1,595	Kosloske (2000b)
2000	1.727	48,1	13,4	0,2962	0,9986	0,2958	1,129	1,601	TRC (1999b)
2001	1.750	55,8	15,5	0,4757	0,9921	0,4719	1,112	1,619	Allard (2001)
2004	1.785	56,5	15,7	0,4397	0,9823	0,4319	1,120	1,609	Agarwal (2003)
Média	1.722	-	-	-	-	-	1,118	1,606	-

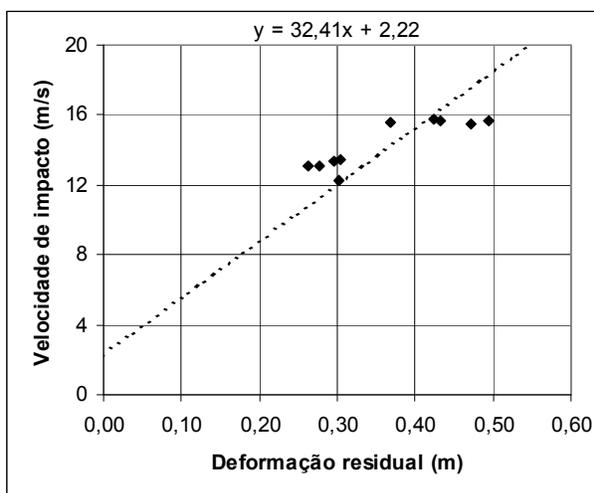


Figura I.17: Veículo Ford Taurus utilizado em um dos testes (TRC, 2000) e gráfico de deformação residual x velocidade de impacto construído com os dados disponíveis.

$$b_1 = 32,41 \text{ [s}^{-1}\text{]}$$

$$v_{eb} = 32,41 \cdot c_1 + 2,22 \text{ [m/s]}$$

$$k_1 = 1.809,41 \text{ kN/m (rigidez do veículo)}$$

$$F_{\text{máx}} = 1.809,41 \cdot c_1 + 124,05 \text{ [kN]}$$

Tabela I.14: Valores calculados para impactos hipotéticos entre veículos Ford Taurus e pára-choques de diferentes rigidezes instalados na traseira de caminhões de diferentes massas, sem consideração da frenagem. Diferença de velocidade entre os veículos: 50 km/h.

k_2 (N/m)	m_2 (kg)	v_{eb} (m/s)	c_1 (m)	c_2 (m)	c_{tot} (m)	Δv_1 (m/s)	a_{1med} (g)	t (ms)	F_{med} (kN)	F_{max} (kN)	a_{1max} (g)	$\frac{F_{max n}}{F_{max 40t}}$
8	5.000	11,95	0,300	0	0,300	11,36	24,4	48	412	667	39,5	0,88
	10.000	12,80	0,326	0	0,326	13,03	25,7	52	434	714	42,3	0,94
	20.000	13,29	0,342	0	0,342	14,07	26,5	54	448	742	43,9	0,98
	40.000	13,56	0,350	0	0,350	14,65	26,9	55	455	757	44,8	1,00
2.000	5.000	8,66	0,199	0,180	0,379	11,36	19,3	60	327	483	28,6	0,88
	10.000	9,27	0,218	0,197	0,415	13,03	20,2	66	342	518	30,6	0,94
	20.000	9,63	0,229	0,207	0,436	14,07	20,8	69	351	538	31,8	0,98
	40.000	9,83	0,235	0,212	0,447	14,65	21,1	71	356	549	32,5	1,00
1.000	5.000	7,13	0,151	0,274	0,425	11,36	17,2	67	291	398	23,6	0,88
	10.000	7,63	0,167	0,302	0,469	13,03	17,9	74	302	426	25,2	0,94
	20.000	7,93	0,176	0,319	0,495	14,07	18,3	78	309	443	26,3	0,98
	40.000	8,09	0,181	0,328	0,509	14,65	18,5	81	313	452	26,7	1,00
500	5.000	5,56	0,103	0,373	0,537	11,36	15,4	75	260	310	18,4	0,88
	10.000	5,95	0,115	0,417	0,589	13,03	15,8	84	267	332	19,7	0,94
	20.000	6,19	0,122	0,443	0,619	14,07	16,0	89	271	345	20,4	0,98
	40.000	6,31	0,126	0,457	0,636	14,65	16,2	92	273	352	20,9	1,00
375	5.000	4,95	0,084	0,406	0,490	11,36	14,9	78	252	276	16,4	0,88
	10.000	5,30	0,095	0,458	0,553	13,03	15,2	88	256	296	17,5	0,94
	20.000	5,51	0,101	0,489	0,590	14,07	15,3	94	259	307	18,2	0,98
	40.000	5,62	0,105	0,506	0,611	14,65	14,8	97	261	314	18,6	1,00
250	5.000	4,16	0,060	0,433	0,493	11,36	14,8	78	251	232	13,8	0,88
	10.000	4,46	0,069	0,499	0,568	13,03	14,8	90	249	249	14,7	0,94
	20.000	4,63	0,074	0,538	0,612	14,07	14,8	97	250	259	15,3	0,98
	40.000	4,73	0,077	0,559	0,636	14,65	14,8	101	250	264	15,6	1,00

Tabela I.15: Valores calculados para impactos hipotéticos entre veículos Ford Taurus e pára-choques de diferentes rigidezes instalados na traseira de caminhões de diferentes massas, considerando-se que o caminhão está em processo de frenagem. Diferença de velocidade entre os veículos: 50 km/h.

k_2 (N/m)	m_2 (kg)	v_{ebf} (m/s)	c_{1f} (m)	c_{2f} (m)	c_{totf} (m)	F_f (kN)	Δv_{1f} (m/s)	a_{1medf} (g)	t_f (ms)	F_{medf} (kN)	F_{maxf} (kN)	a_{1maxf} (g)	$\frac{F_{maxf}}{F_{max}}$
8	5.000	12,31	0,311	0	0,311	44	11,68	24,7	48	418	687	40,7	1,03
	10.000	13,22	0,339	0	0,339	88	13,43	26,2	52	442	738	43,7	1,03
	20.000	13,76	0,356	0	0,356	177	14,51	27,0	55	456	768	45,4	1,03
	40.000	14,05	0,365	0	0,365	353	15,12	27,5	56	464	784	46,4	1,04
2.000	5.000	8,99	0,209	0,189	0,398	44	11,76	19,7	61	332	502	29,7	1,04
	10.000	9,66	0,230	0,208	0,437	88	13,54	20,7	67	349	540	31,9	1,04
	20.000	10,06	0,242	0,219	0,461	177	14,64	21,3	70	359	562	33,2	1,04
	40.000	10,28	0,249	0,225	0,473	353	15,26	21,6	72	365	574	34,0	1,05
1.000	5.000	7,44	0,161	0,291	0,452	44	11,82	17,5	69	295	415	24,6	1,04
	10.000	8,00	0,178	0,323	0,501	88	13,61	18,2	76	308	447	26,4	1,05
	20.000	8,33	0,189	0,341	0,530	177	14,72	18,7	80	316	465	27,5	1,06
	40.000	8,52	0,194	0,351	0,545	353	15,34	19,0	82	321	475	28,1	1,05
500	5.000	5,83	0,111	0,403	0,514	44	11,88	15,5	78	262	326	19,3	1,05
	10.000	6,28	0,125	0,453	0,578	88	13,69	16,0	87	270	351	20,8	1,06
	20.000	6,55	0,133	0,483	0,616	177	14,82	16,3	93	276	366	21,6	1,06
	40.000	6,69	0,138	0,499	0,637	353	15,45	16,5	96	279	374	22,1	1,06
375	5.000	5,21	0,092	0,444	0,536	44	11,90	15,0	81	253	291	17,2	1,05
	10.000	5,61	0,104	0,504	0,608	88	13,72	15,3	91	258	313	18,5	1,06
	20.000	5,85	0,112	0,540	0,652	177	14,86	15,5	98	262	326	19,3	1,06
	40.000	5,98	0,116	0,559	0,675	353	15,50	15,7	101	265	334	19,8	1,06
250	5.000	4,38	0,067	0,482	0,549	44	11,91	14,6	83	247	245	14,5	1,05
	10.000	4,73	0,077	0,559	0,636	88	13,75	14,7	95	248	264	15,6	1,06
	20.000	4,93	0,084	0,605	0,689	177	14,90	14,8	103	250	275	16,3	1,07
	40.000	5,05	0,087	0,631	0,718	353	15,55	14,8	107	251	282	16,7	1,07

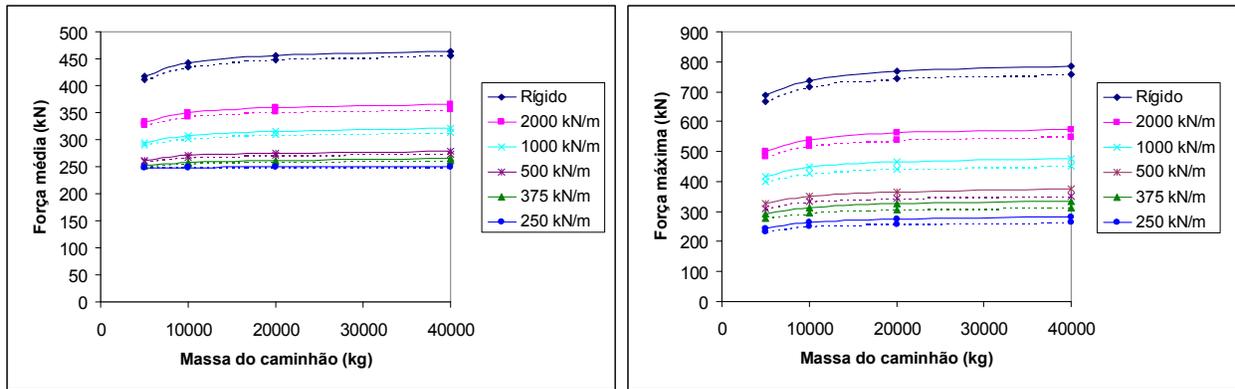


Figura I.18: Forças de impacto média e máxima versus massa do caminhão para diferentes rigidezes do pára-choque. Linhas contínuas: caminhão freando; tracejadas: caminhão livre.

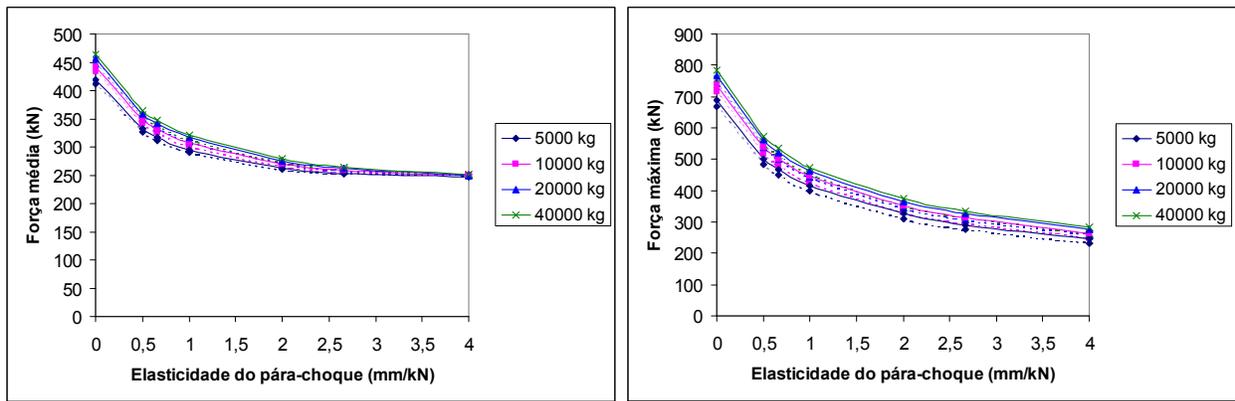


Figura I.19: Forças de impacto média e máxima versus elasticidade do pára-choque para diferentes massas do caminhão. Linhas contínuas: caminhão freando; tracejadas: caminhão livre.

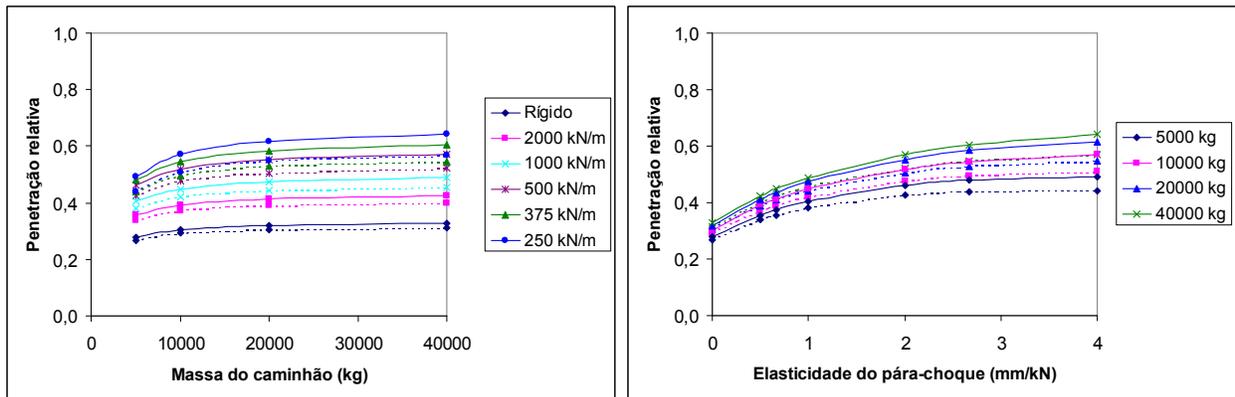


Figura I.20: Penetração relativa do veículo Ford Taurus sob o caminhão em função da massa do caminhão e da elasticidade do pára-choque (penetração até o *firewall* = 1,0). Linhas contínuas: caminhão freando; tracejadas: caminhão livre.

I.7 Acura 3.5 RL

Tabela I.16: Dados de testes de impacto contra barreira rígida do veículo Acura 3.5 RL.

Ano do modelo	Massa do veículo (kg)	Velocidade de impacto		Deform. residual média (m)	Fator de correção p/massa	Deformação corrigida (m)	Distância do pára-choque dianteiro ao:		Referência
		km/h	m/s				firewall (m)	pilar A (m)	
1999	1.864	48,4	13,4	0,4335	1,0066	0,4364	1,266	1,613	TRC (1999c)
1999	1.860	44,4	12,3	0,3425	1,0077	0,3451	1,276	1,635	TRC (1999d)
1999	1.862	48,6	13,5	0,3250	1,0072	0,3273	1,265	1,590	TRC (1999e)
1999	1.907	40,1	11,1	0,2876	0,9952	0,2862	1,279	1,595	TRC (1999f)
1999	1.913	48,2	13,4	0,3922	0,9937	0,3897	1,259	1,600	TRC (1999g)
1999	1.927	56,4	15,7	0,4895	0,9900	0,4846	1,391	1,606	Gorth e Richadson (1999)
Média	1.889	-	-	-	-	-	1,289	1,606	-

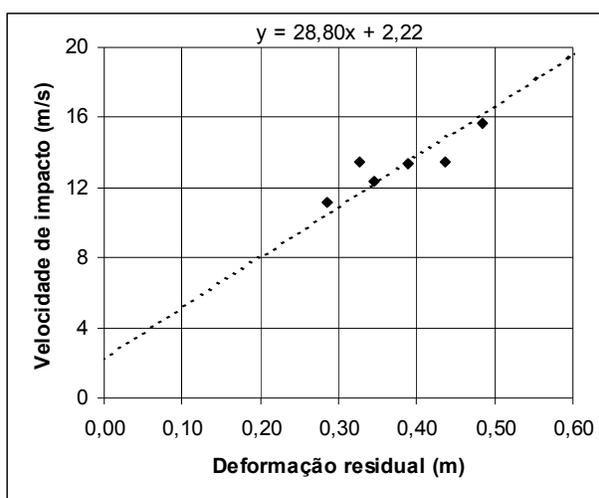


Figura I.21: Veículo Acura 3.5 RL utilizado em um dos testes (TRC, 1999g) e gráfico de deformação residual x velocidade de impacto construído com os dados disponíveis.

$$b_1 = 28,80 \text{ [s}^{-1}\text{]}$$

$$k_1 = 1.566,62 \text{ kN/m (rigidez do veículo)}$$

$$v_{eb} = 28,80.c_1 + 2,22 \text{ [m/s]}$$

$$F_{m\acute{a}x} = 1.566,62.c_1 + 120,88 \text{ [kN]}$$

Tabela I.17: Valores calculados para impactos hipotéticos entre veículos Acura 3.5 RL e pára-choques de diferentes rigidezes instalados na traseira de caminhões de diferentes massas, sem consideração da frenagem. Diferença de velocidade entre os veículos: 50 km/h.

k_2 (N/m)	m_2 (kg)	v_{eb} (m/s)	c_1 (m)	c_2 (m)	c_{tot} (m)	Δv_1 (m/s)	a_{1med} (g)	t (ms)	F_{med} (kN)	F_{max} (kN)	a_{1max} (g)	$\frac{F_{max n}}{F_{max 40t}}$
8	5.000	11,80	0,333	0	0,333	11,09	21,5	53	398	642	34,6	0,87
	10.000	12,71	0,364	0	0,364	12,85	22,7	58	421	691	37,3	0,94
	20.000	13,24	0,383	0	0,383	13,24	23,5	61	435	720	38,9	0,98
	40.000	13,54	0,393	0	0,393	13,54	23,9	62	443	736	39,7	1,00
2.000	5.000	8,84	0,230	0,180	0,410	11,09	17,4	65	323	481	25,9	0,87
	10.000	9,51	0,253	0,198	0,451	12,85	18,3	72	339	518	27,9	0,94
	20.000	9,92	0,267	0,209	0,476	13,24	18,9	75	349	539	29,1	0,98
	40.000	10,14	0,275	0,215	0,490	13,54	19,2	78	355	551	29,8	1,00
1.000	5.000	7,37	0,179	0,280	0,459	11,09	15,6	73	288	401	21,6	0,87
	10.000	7,93	0,198	0,311	0,509	12,85	16,3	81	301	431	23,3	0,94
	20.000	8,27	0,210	0,329	0,539	13,24	16,7	85	309	450	24,3	0,98
	40.000	8,45	0,216	0,339	0,555	13,54	16,9	88	313	460	24,8	1,00
500	5.000	5,81	0,124	0,390	0,514	11,09	13,9	81	257	316	17,0	0,87
	10.000	6,25	0,140	0,438	0,578	12,85	14,3	92	265	340	18,3	0,94
	20.000	6,51	0,149	0,467	0,616	13,24	14,6	98	270	354	19,1	0,98
	40.000	6,66	0,154	0,483	0,637	13,54	14,7	101	273	362	19,5	1,00
375	5.000	5,19	0,103	0,430	0,533	11,09	13,4	84	248	282	15,2	0,87
	10.000	5,58	0,117	0,487	0,604	12,85	13,7	96	254	304	16,4	0,94
	20.000	5,82	0,125	0,522	0,647	13,24	13,9	102	257	317	17,1	0,98
	40.000	5,95	0,129	0,541	0,670	13,54	14,0	106	260	324	17,5	1,00
250	5.000	4,38	0,075	0,469	0,544	11,09	13,1	86	243	238	12,9	0,87
	10.000	4,71	0,087	0,542	0,629	12,85	13,2	100	244	256	13,2	0,94
	20.000	4,91	0,093	0,585	0,678	13,24	13,2	108	245	267	13,2	0,98
	40.000	5,02	0,097	0,609	0,706	13,54	13,3	111	246	273	13,3	1,00

Tabela I.18: Valores calculados para impactos hipotéticos entre veículos Acura 3.5 RL e pára-choques de diferentes rigidezes instalados na traseira de caminhões de diferentes massas, considerando-se que o caminhão está em processo de frenagem. Diferença de velocidade entre os veículos: 50 km/h.

k_2 (N/m)	m_2 (kg)	v_{ebf} (m/s)	c_{1f} (m)	c_{2f} (m)	c_{totf} (m)	F_f (kN)	Δv_{1f} (m/s)	a_{1medf} (g)	t_f (ms)	F_{medf} (kN)	F_{maxf} (kN)	a_{1maxf} (g)	$\frac{F_{maxf}}{F_{max}}$
8	5.000	12,20	0,347	0	0,347	44	11,43	21,8	53	404	664	35,8	1,03
	10.000	13,18	0,380	0	0,380	88	13,28	23,2	58	430	717	38,7	1,04
	20.000	13,76	0,401	0	0,401	177	14,45	24,0	61	445	748	40,4	1,04
	40.000	14,08	0,412	0	0,412	353	15,12	24,5	63	453	766	41,3	1,04
2.000	5.000	9,21	0,243	0,190	0,433	44	11,51	17,8	66	329	501	27,0	1,04
	10.000	9,95	0,268	0,210	0,478	88	13,39	18,7	73	347	541	29,2	1,05
	20.000	10,40	0,284	0,222	0,506	177	14,58	19,4	77	359	566	30,5	1,05
	40.000	10,65	0,293	0,229	0,522	353	15,25	19,7	79	365	579	31,3	1,05
1.000	5.000	7,71	0,191	0,299	0,490	44	11,57	15,9	74	294	420	22,6	1,05
	10.000	8,35	0,213	0,333	0,546	88	13,46	16,6	82	308	454	24,5	1,05
	20.000	8,72	0,226	0,354	0,580	177	14,66	17,1	87	317	475	25,6	1,06
	40.000	8,93	0,233	0,365	0,598	353	15,35	17,4	90	322	486	26,2	1,06
500	5.000	6,12	0,135	0,424	0,559	44	11,63	14,1	84	260	333	18,0	1,05
	10.000	6,63	0,153	0,479	0,632	88	13,55	14,6	95	270	360	19,5	1,06
	20.000	6,93	0,164	0,512	0,676	177	14,77	14,9	101	276	377	20,3	1,06
	40.000	7,10	0,169	0,531	0,700	353	15,47	15,1	104	280	386	20,8	1,07
375	5.000	5,48	0,113	0,472	0,585	44	11,65	13,5	88	250	298	16,1	1,06
	10.000	5,94	0,129	0,539	0,668	88	13,59	13,9	100	257	323	17,4	1,06
	20.000	6,21	0,139	0,579	0,718	177	14,82	14,1	107	262	338	18,2	1,07
	40.000	6,37	0,144	0,601	0,745	353	15,52	14,3	111	265	346	18,7	1,07
250	5.000	4,63	0,084	0,524	0,608	44	11,67	13,0	91	241	252	13,6	1,06
	10.000	5,03	0,097	0,611	0,708	88	13,63	13,2	105	244	274	14,4	1,07
	20.000	5,27	0,106	0,663	0,769	177	14,88	13,3	114	247	287	15,5	1,07
	40.000	5,40	0,110	0,691	0,801	353	15,59	13,4	118	249	294	15,9	1,08

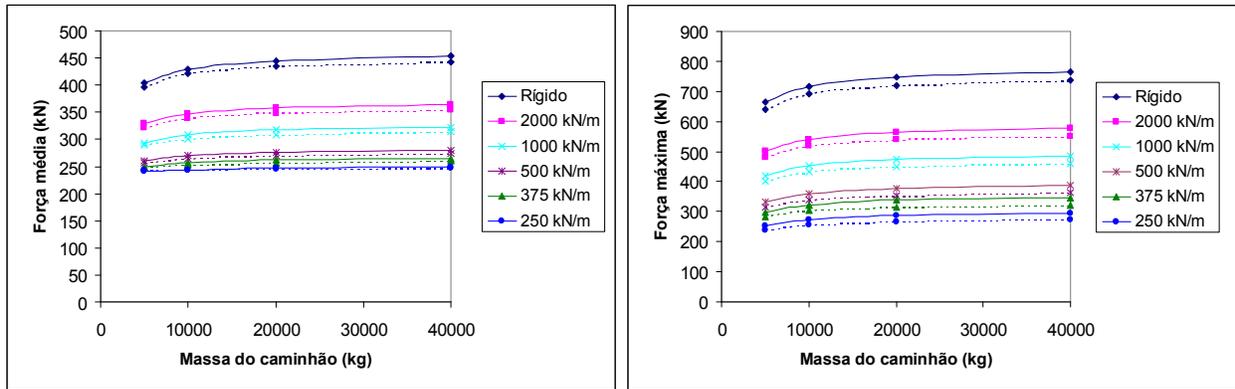


Figura I.22: Forças de impacto média e máxima versus massa do caminhão para diferentes rigidezes do pára-choque. Linhas contínuas: caminhão freando; tracejadas: caminhão livre.

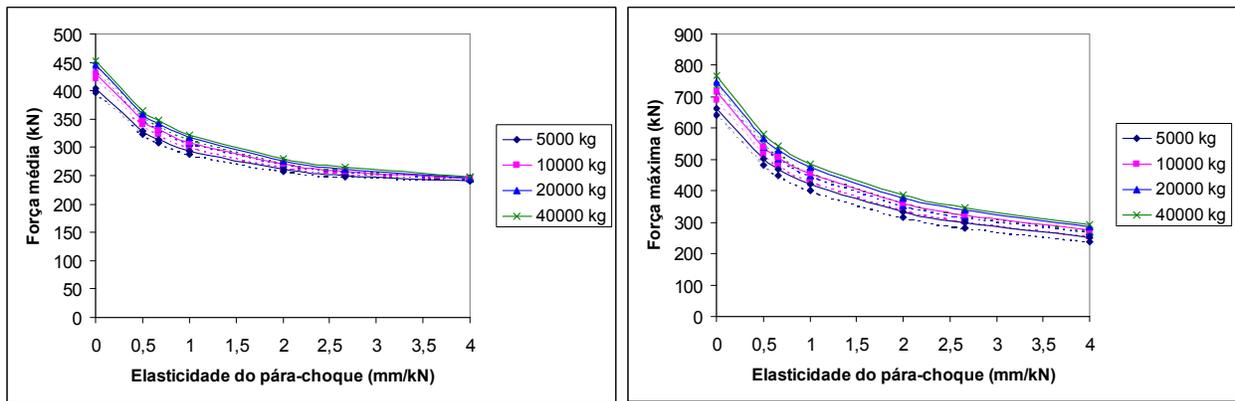


Figura I.23: Forças de impacto média e máxima versus elasticidade do pára-choque para diferentes massas do caminhão. Linhas contínuas: caminhão freando; tracejadas: caminhão livre.

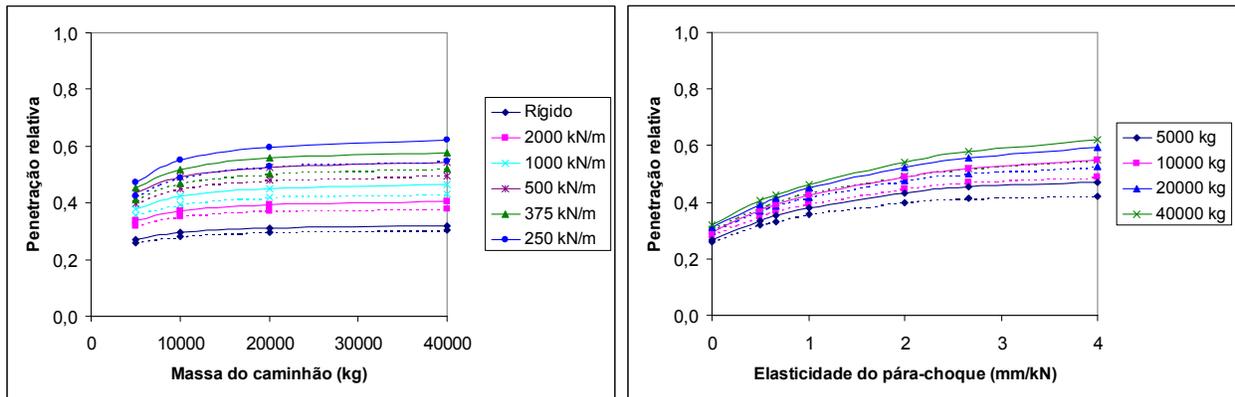


Figura B.24: Penetração relativa do veículo Acura 3.5 RL sob o caminhão em função da massa do caminhão e da elasticidade do pára-choque (penetração até o *firewall* = 1,0). Linhas contínuas: caminhão freando; tracejadas: caminhão livre.

I.8 Chevrolet Blazer

Tabela I.19: Dados de testes de impacto contra barreira rígida do veículo Chevrolet Blazer.

Ano do modelo	Massa do veículo (kg)	Velocidade de impacto		Deform. residual média (m)	Fator de correção p/massa	Deformação corrigida (m)	Distância do pára-choque dianteiro ao:		Referência
		km/h	m/s				firewall (m)	pilar A (m)	
1997	2.107	56,3	15,6	0,5560	1,0087	0,5608	1,106	1,430	Sankey (1997)
1998	2.190	56,6	15,7	0,5512	0,9894	0,5454	1,260	1,450	Gorth e Richadson (1998)
1999	2.172	56,5	15,7	0,5967	0,9935	0,5928	1,263	1,429	Travale e Valvo (1999)
1999	2.106	48,6	13,5	0,3803	1,0089	0,3837	1,121	1,470	TRC (1999h)
2002	2.144	55,9	15,5	0,5528	1,0000	0,5528	1,134	1,435	Gorth e Richadson (2001)
Média	2.144	-	-	-	-	-	1,177	1,443	-

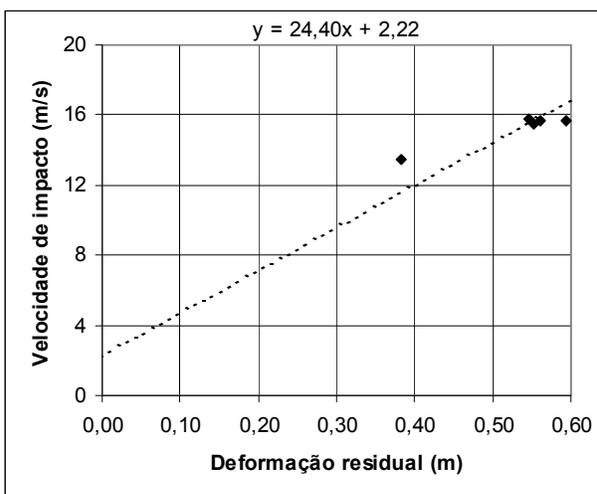


Figura I.25: Veículo Chevrolet Blazer utilizado em um dos testes (TRC, 1999h) e gráfico de deformação residual x velocidade de impacto construído com os dados disponíveis.

$$b_1 = 24,40 \text{ [s}^{-1}\text{]}$$

$$k_1 = 1.275,86 \text{ kN/m (rigidez do veículo)}$$

$$v_{eb} = 24,40.c_1 + 2,22 \text{ [m/s]}$$

$$F_{m\acute{a}x} = 1.275,86.c_1 + 116,22 \text{ [kN]}$$

Tabela I.20: Valores calculados para impactos hipotéticos entre veículos Chevrolet Blazer e pára-choques de diferentes rigidezes instalados na traseira de caminhões de diferentes massas, sem consideração da frenagem. Diferença de velocidade entre os veículos: 50 km/h.

k_2 (N/m)	m_2 (kg)	v_{eb} (m/s)	c_1 (m)	c_2 (m)	c_{tot} (m)	Δv_1 (m/s)	a_{1med} (g)	t (ms)	F_{med} (kN)	F_{max} (kN)	a_{1max} (g)	$\frac{F_{max n}}{F_{max 40t}}$
8	5.000	11,59	0,384	0	0,384	10,69	17,9	61	377	606	28,8	0,86
	10.000	12,58	0,424	0	0,424	12,58	19,1	67	401	657	31,3	0,93
	20.000	13,17	0,449	0	0,449	13,80	19,8	71	416	689	32,7	0,98
	40.000	13,50	0,462	0	0,462	14,50	20,2	73	425	706	33,6	1,00
2.000	5.000	9,06	0,280	0,179	0,459	10,69	15,0	73	315	474	22,5	0,86
	10.000	9,82	0,312	0,199	0,511	12,58	15,9	81	334	514	24,4	0,93
	20.000	10,29	0,331	0,211	0,542	13,80	16,4	86	345	538	25,6	0,98
	40.000	10,55	0,341	0,218	0,559	14,50	16,7	89	351	552	26,2	1,00
1.000	5.000	7,68	0,224	0,286	0,510	10,69	13,5	81	284	402	19,1	0,86
	10.000	8,33	0,251	0,320	0,571	12,58	14,2	90	299	436	20,7	0,93
	20.000	8,73	0,267	0,340	0,607	13,80	14,6	96	308	456	21,7	0,98
	40.000	8,95	0,276	0,352	0,628	14,50	14,9	99	313	468	22,2	1,00
500	5.000	6,15	0,161	0,411	0,572	10,69	12,0	91	253	322	15,3	0,86
	10.000	6,67	0,182	0,465	0,647	12,58	12,5	103	263	349	16,6	0,93
	20.000	6,99	0,195	0,498	0,693	13,80	12,8	110	269	365	17,4	0,98
	40.000	7,16	0,203	0,517	0,720	14,50	13,0	114	273	375	17,8	1,00
375	5.000	5,52	0,135	0,460	0,595	10,69	11,6	94	243	289	13,7	0,86
	10.000	5,99	0,155	0,526	0,681	12,58	11,9	108	250	313	14,9	0,93
	20.000	6,27	0,166	0,565	0,731	13,80	12,1	116	255	328	15,6	0,98
	40.000	6,43	0,173	0,587	0,760	14,50	12,3	120	258	336	16,0	1,00
250	5.000	4,69	0,101	0,517	0,618	10,69	11,1	98	234	245	11,7	0,86
	10.000	5,09	0,118	0,600	0,718	12,58	11,3	114	237	266	12,7	0,93
	20.000	5,33	0,127	0,650	0,777	13,80	11,4	123	240	279	13,3	0,98
	40.000	5,46	0,133	0,678	0,811	14,50	11,5	128	242	286	13,6	1,00

Tabela I.21: Valores calculados para impactos hipotéticos entre veículos Chevrolet Blazer e pára-choques de diferentes rigidezes instalados na traseira de caminhões de diferentes massas, considerando-se que o caminhão está em processo de frenagem. Diferença de velocidade entre os veículos: 50 km/h.

k_2 (N/m)	m_2 (kg)	v_{ebf} (m/s)	c_{1f} (m)	c_{2f} (m)	c_{totf} (m)	F_f (kN)	Δv_{1f} (m/s)	a_{1medf} (g)	t_f (ms)	F_{medf} (kN)	F_{maxf} (kN)	a_{1maxf} (g)	$\frac{F_{maxf}}{F_{max}}$
8	5.000	12,04	0,403	0	0,403	44	11,07	18,3	62	385	630	30,0	1,04
	10.000	13,12	0,447	0	0,447	88	13,08	19,6	68	412	686	32,6	1,04
	20.000	13,77	0,473	0	0,473	177	14,37	20,3	72	428	720	34,2	1,05
	40.000	14,13	0,488	0	0,488	353	15,12	20,8	74	437	739	35,1	1,05
2.000	5.000	9,48	0,298	0,190	0,487	44	11,15	15,3	74	323	496	23,6	1,05
	10.000	10,33	0,332	0,212	0,544	88	13,18	16,3	82	344	540	25,7	1,05
	20.000	10,85	0,354	0,226	0,579	177	14,50	16,9	87	356	567	27,0	1,05
	40.000	11,14	0,366	0,233	0,599	353	15,26	17,3	90	363	583	27,7	1,06
1.000	5.000	8,09	0,240	0,307	0,547	44	11,20	13,8	83	291	423	20,1	1,05
	10.000	8,82	0,271	0,345	0,616	88	13,25	14,6	92	307	461	21,9	1,06
	20.000	9,27	0,289	0,369	0,658	177	14,58	15,1	98	318	485	23,1	1,06
	40.000	9,52	0,299	0,382	0,681	353	15,35	15,4	102	324	498	23,7	1,06
500	5.000	6,52	0,176	0,449	0,625	44	11,27	12,3	94	258	341	16,2	1,06
	10.000	7,12	0,201	0,512	0,713	88	13,35	12,8	106	270	372	17,7	1,07
	20.000	7,49	0,216	0,551	0,767	177	14,70	13,2	114	277	392	18,6	1,07
	40.000	7,70	0,224	0,573	0,797	353	15,49	13,4	118	282	403	19,1	1,07
375	5.000	5,87	0,149	0,509	0,658	44	11,30	11,7	98	246	307	14,6	1,06
	10.000	6,42	0,172	0,585	0,757	88	13,40	12,2	112	256	336	16,0	1,07
	20.000	6,76	0,186	0,632	0,818	177	14,76	12,5	121	262	353	16,8	1,08
	40.000	6,94	0,194	0,659	0,853	353	15,55	12,6	125	266	363	17,3	1,08
250	5.000	5,00	0,114	0,581	0,695	44	11,33	11,1	104	235	261	12,4	1,07
	10.000	5,48	0,133	0,681	0,814	88	13,45	11,4	120	240	286	13,6	1,08
	20.000	5,77	0,145	0,742	0,887	177	14,83	11,6	130	244	302	14,3	1,08
	40.000	5,93	0,152	0,776	0,928	353	15,64	11,7	136	247	310	14,8	1,09

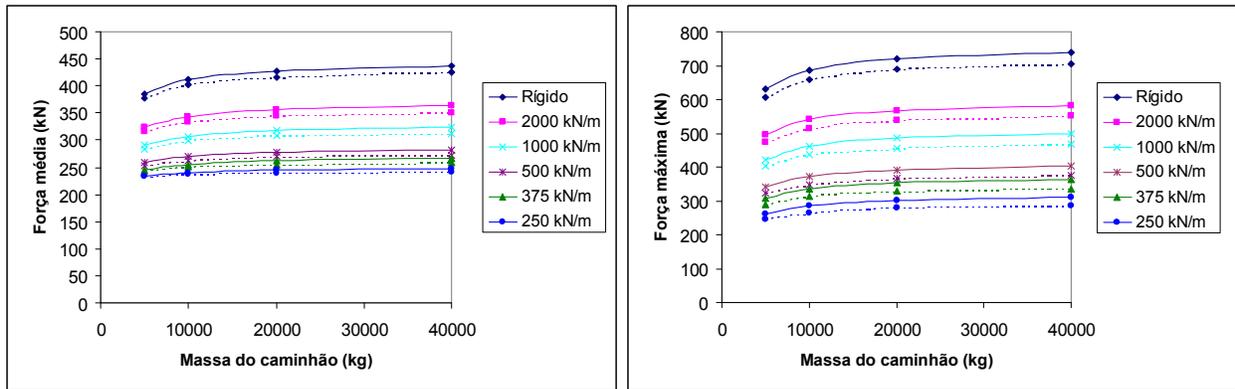


Figura I.26: Forças de impacto média e máxima versus massa do caminhão para diferentes rigidezes do pára-choque. Linhas contínuas: caminhão freando; tracejadas: caminhão livre.

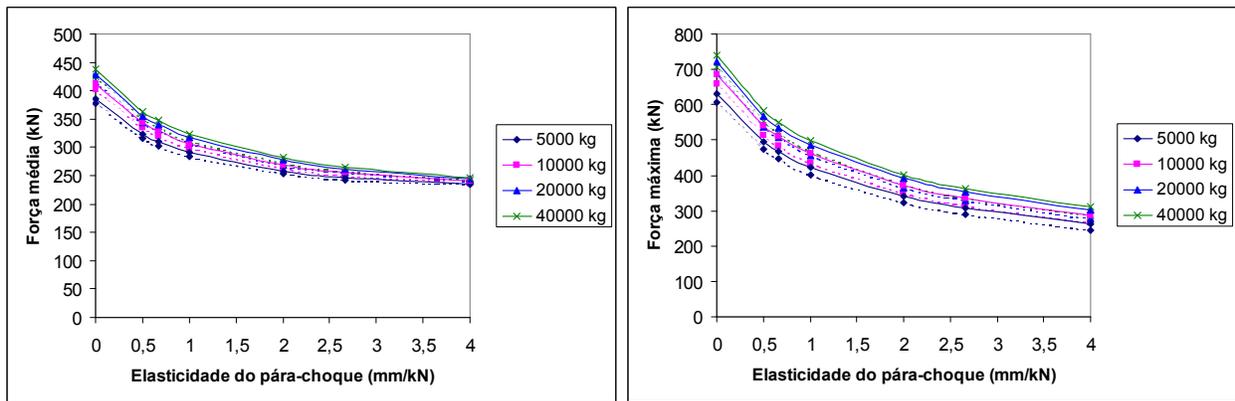


Figura I.27: Forças de impacto média e máxima versus elasticidade do pára-choque para diferentes massas do caminhão. Linhas contínuas: caminhão freando; tracejadas: caminhão livre.

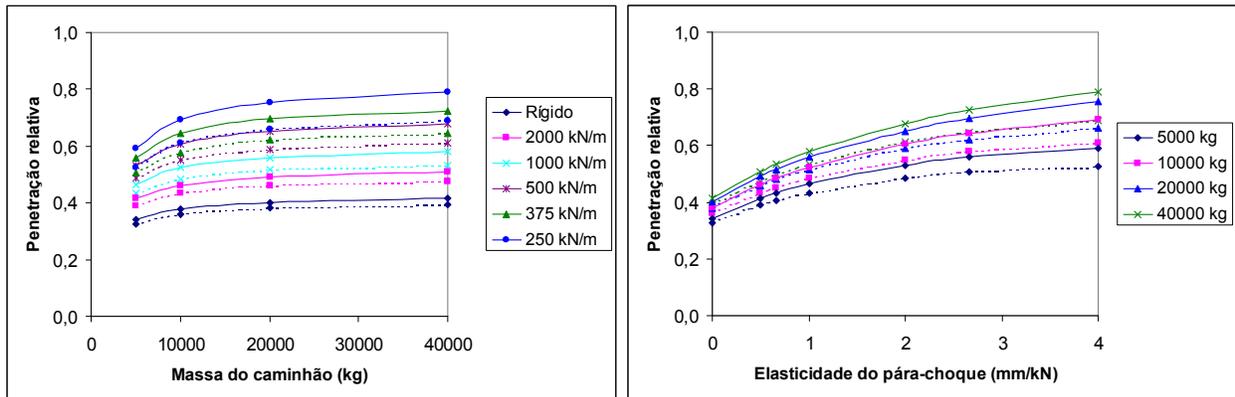


Figura I.28: Penetração relativa do veículo Chevrolet Blazer sob o caminhão em função da massa do caminhão e da elasticidade do pára-choque (penetração até o *firewall* = 1,0). Linhas contínuas: caminhão freando; tracejadas: caminhão livre.

I.9 Veículo “médio”

A seguir são apresentados os dados calculados para um hipotético veículo “médio”, cuja massa e parâmetros das equações de Campbell (1974) são representados pela média dos valores obtidos para os sete veículos listados neste Apêndice. A Tabela I.22 apresenta os dados para cada um dos sete veículos e os seus respectivos valores médios.

Tabela I.22: Dados dos sete veículos utilizados nos cálculos e os seus respectivos valores médios.

Veículo	Massa média (kg)	b_1 (s^{-1})	k_0 (kN)	k_1 (kN/m)
Daihatsu Charade	1.011	25,84	58,03	674,95
Ford Escort	1.110	25,76	63,55	736,78
Honda Civic	1.310	35,14	102,32	1.618,03
Nissan Altima	1.546	27,36	94,03	1.157,83
Ford Taurus	1.722	32,41	124,05	1.809,41
Acura 3.5 RL	1.889	28,80	120,88	1.566,62
Chevrolet Blazer	2.144	24,40	116,22	1.257,86
Média geral (veículo “médio”)	1.533	28,53	97,01	1.262,79

Abaixo estão indicadas as equações de Campbell (1974) para o hipotético veículo “médio”. Dentre os veículos utilizados nos cálculos, o que mais se aproxima desse hipotético veículo “médio” é o Nissan Altima.

$$b_1 = 28,53 [s^{-1}]$$

$$k_1 = 1.262,79 \text{ kN/m (rigidez do veículo)}$$

$$v_{eb} = 28,53.c_1 + 2,22 [m/s]$$

$$F_{m\acute{a}x} = 1.262,79.c_1 + 97,01 [kN]$$

Tabela I.23: Valores calculados para impactos hipotéticos entre um hipotético veículo “médio” e pára-choques de diferentes rigidezes instalados na traseira de caminhões de diferentes massas, sem consideração da frenagem. Diferença de velocidade entre os veículos: 50 km/h.

k_2 (N/m)	m_2 (kg)	v_{eb} (m/s)	c_1 (m)	c_2 (m)	c_{tot} (m)	Δv_1 (m/s)	a_{1med} (g)	t (ms)	F_{med} (kN)	F_{max} (kN)	a_{1max} (g)	$\frac{F_{max n}}{F_{max 40t}}$
8	5.000	12,12	0,347	0	0,347	11,69	21,7	55	326	535	35,6	0,89
	10.000	12,90	0,374	0	0,374	13,25	22,8	59	343	570	37,9	0,95
	20.000	13,35	0,390	0	0,390	14,19	23,4	62	352	590	39,2	0,98
	40.000	13,60	0,399	0	0,399	14,71	23,8	63	357	600	39,9	1,00
2.000	5.000	9,49	0,255	0,161	0,416	11,69	18,1	66	272	419	27,8	0,89
	10.000	10,10	0,276	0,174	0,450	13,25	18,9	71	285	446	29,6	0,95
	20.000	10,45	0,288	0,182	0,470	14,19	19,4	75	292	461	30,7	0,98
	40.000	10,64	0,295	0,186	0,481	14,71	19,7	76	296	470	31,2	1,00
1.000	5.000	8,06	0,204	0,258	0,462	11,69	16,3	73	245	355	23,6	0,89
	10.000	8,58	0,223	0,281	0,504	13,25	16,9	80	254	378	25,1	0,95
	20.000	8,88	0,233	0,294	0,527	14,19	17,3	84	260	391	26,0	0,98
	40.000	9,04	0,239	0,302	0,541	14,71	17,5	86	263	399	26,5	1,00
500	5.000	6,45	0,148	0,375	0,523	11,69	14,4	83	216	284	18,9	0,89
	10.000	6,87	0,163	0,411	0,574	13,25	14,8	91	223	303	20,1	0,95
	20.000	7,11	0,171	0,433	0,604	14,19	15,1	96	227	313	20,8	0,98
	40.000	7,24	0,176	0,444	0,620	14,71	15,3	98	230	319	21,2	1,00
375	5.000	5,80	0,125	0,422	0,547	11,69	13,7	87	207	255	17,0	0,89
	10.000	6,17	0,138	0,466	0,604	13,25	14,1	96	212	272	18,1	0,95
	20.000	6,39	0,146	0,492	0,638	14,19	14,3	101	215	281	18,7	0,98
	40.000	6,51	0,150	0,506	0,656	14,71	14,4	104	217	287	19,1	1,00
250	5.000	4,93	0,095	0,479	0,574	11,69	13,1	91	197	217	14,4	0,89
	10.000	5,24	0,106	0,535	0,641	13,25	13,3	102	200	231	15,3	0,95
	20.000	5,43	0,112	0,567	0,679	14,19	13,4	108	202	239	15,9	0,98
	40.000	5,53	0,116	0,585	0,701	14,71	13,5	111	203	243	16,2	1,00

Tabela I.24: Valores calculados para impactos hipotéticos entre um hipotético veículo “médio” e pára-choques de diferentes rigidezes instalados na traseira de caminhões de diferentes massas, considerando-se que o caminhão está em processo de frenagem. Diferença de velocidade entre os veículos: 50 km/h.

k_2 (N/m)	m_2 (kg)	v_{ebf} (m/s)	c_{1f} (m)	c_{2f} (m)	c_{totf} (m)	F_f (kN)	Δv_{1f} (m/s)	a_{1medf} (g)	t_f (ms)	F_{medf} (kN)	F_{maxf} (kN)	a_{1maxf} (g)	$\frac{F_{maxf}}{F_{max}}$
8	5.000	12,55	0,362	0	0,362	44	12,07	22,1	56	332	554	36,8	1,04
	10.000	13,39	0,391	0	0,391	88	13,71	23,3	60	350	591	39,3	1,04
	20.000	14,70	0,409	0	0,409	177	14,70	24,0	63	360	613	40,8	1,04
	40.000	15,26	0,418	0	0,418	353	15,26	24,3	64	366	625	41,5	1,04
2.000	5.000	9,89	0,269	0,790	0,439	44	12,14	18,5	67	278	436	29,0	1,04
	10.000	10,56	0,292	0,184	0,476	88	13,80	19,4	72	292	466	31,0	1,05
	20.000	10,95	0,306	0,193	0,499	177	14,81	19,9	76	300	483	32,1	1,05
	40.000	11,16	0,313	0,198	0,511	353	15,37	20,2	77	304	493	32,8	1,05
1.000	5.000	8,44	0,218	0,275	0,493	44	12,20	16,6	75	250	372	24,7	1,05
	10.000	9,02	0,238	0,301	0,539	88	13,87	17,3	82	261	398	26,5	1,05
	20.000	9,36	0,250	0,316	0,566	177	14,49	17,8	85	267	413	27,4	1,05
	40.000	9,54	0,256	0,324	0,580	353	15,46	18,0	87	271	421	28,0	1,06
500	5.000	6,80	0,161	0,406	0,567	44	12,27	14,6	85	220	300	19,9	1,05
	10.000	7,28	0,177	0,448	0,625	88	13,96	15,2	94	228	321	21,3	1,06
	20.000	7,56	0,187	0,472	0,659	177	15,00	15,5	99	233	333	22,1	1,06
	40.000	7,71	0,192	0,485	0,677	353	15,57	15,7	101	236	340	22,6	1,06
375	5.000	6,13	0,137	0,461	0,598	44	12,30	13,9	90	210	270	18,0	1,06
	10.000	6,56	0,152	0,512	0,664	88	14,01	14,4	99	216	289	19,2	1,06
	20.000	6,81	0,161	0,542	0,703	177	15,05	14,6	105	220	300	20,0	1,07
	40.000	6,95	0,166	0,558	0,724	353	15,63	14,8	108	223	306	20,4	1,07
250	5.000	5,23	0,105	0,532	0,637	44	12,34	13,2	95	198	230	15,3	1,06
	10.000	5,60	0,118	0,598	0,716	88	14,06	13,4	107	202	246	16,4	1,07
	20.000	5,82	0,126	0,636	0,762	177	15,12	13,6	113	205	256	17,0	1,07
	40.000	5,94	0,130	0,657	0,787	353	15,70	13,7	117	207	261	17,4	1,07

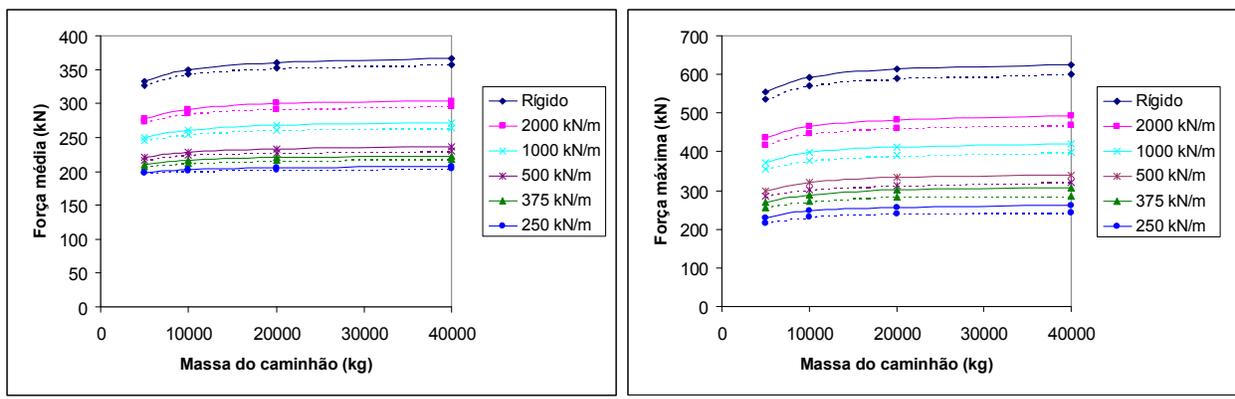


Figura I.29: Forças de impacto média e máxima versus massa do caminhão para diferentes rigidezes do pára-choque. Linhas contínuas: caminhão freando; tracejadas: caminhão livre.

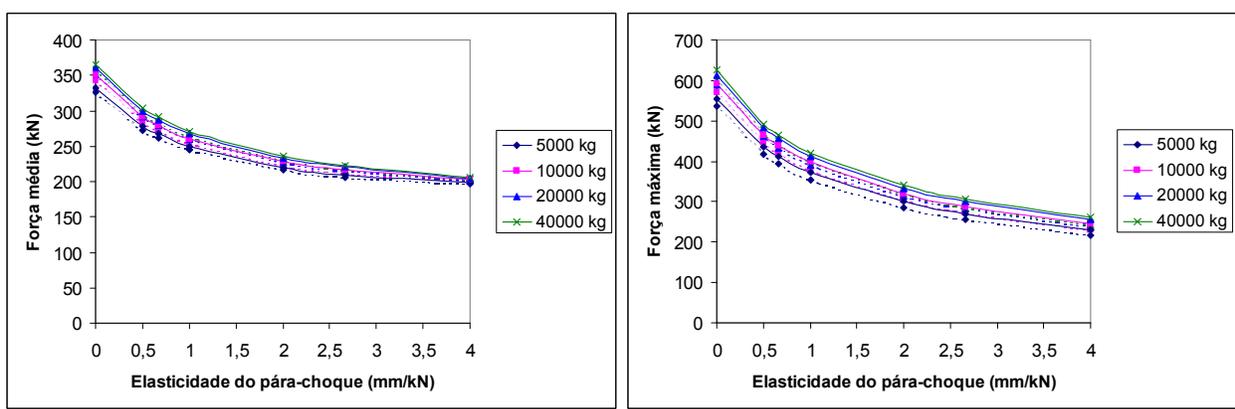


Figura I.30: Forças de impacto média e máxima versus elasticidade do pára-choque para diferentes massas do caminhão. Linhas contínuas: caminhão freando; tracejadas: caminhão livre.

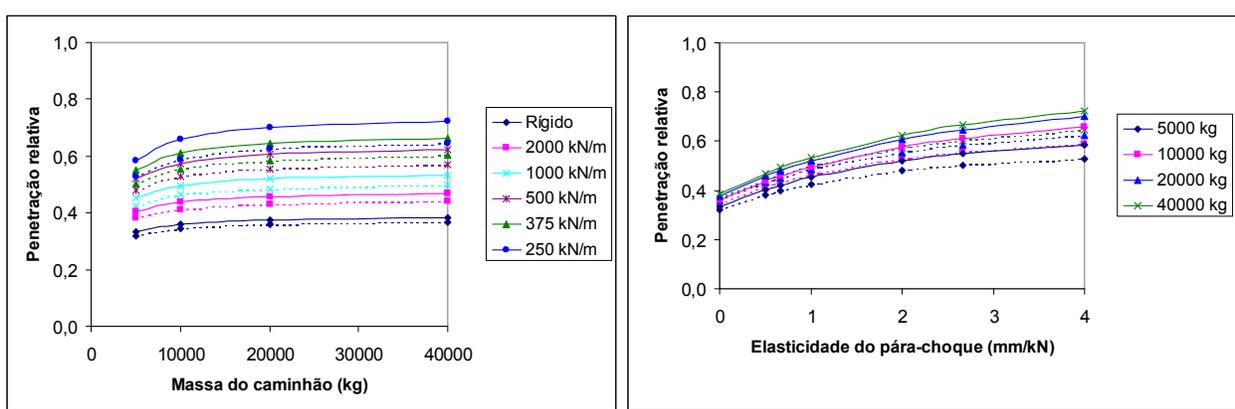


Figura I.31: Penetração relativa do hipotético veículo “médio” sob o caminhão em função da massa do caminhão e da elasticidade do pára-choque (penetração até o *firewall* = 1,0). Linhas contínuas: caminhão freando; tracejadas: caminhão livre.

Anexo II

Desenhos Construtivos do Pára-choque Articulado

A seguir estão reproduzidos os desenhos construtivos do pára-choque articulado, confeccionados originalmente em folhas A4. Esses desenhos não correspondem exatamente ao pára-choque submetido ao *crash test*, pois já incorporam modificações motivadas por pontos negativos observados no resultado do teste. As dimensões constantes nos desenhos referem-se a um pára-choque adequado para ser montado no caminhão que foi utilizado no teste (ver Capítulo 7) e devem ser recalculadas para montagem em caminhões com dimensões diferentes. O projeto em questão foi aprovado somente no teste de impacto, não tendo sido realizado qualquer teste de durabilidade. Além disso, o projeto foi executado levando-se em consideração o ponto de aplicação de força P1 definido pela Resolução CONTRAN No. 805/95, que era a legislação vigente na época (a 300 mm da extremidade lateral da carroceria ou equipamento do caminhão), **não havendo garantia** de que o pára-choque suporte 100 kN no ponto P1 definido pela Resolução CONTRAN No. 152/03 (a 200 mm da extremidade lateral da carroceria ou equipamento).

A Tabela II.1, na página seguinte, apresenta a listagem das peças que compõe o pára-choque articulado, indicadas nas Figuras II.1 a II.10. As Figuras II.2 a II.10 reproduzem os desenhos construtivos do pára-choque. O material é aço ABNT 1020, exceto os parafusos Allen e a mola. Tolerâncias conforme ABNTISO 2768-1.

Tabela II.1. Listagem de peças do pára-choque articulado.

Peça	Nome	Quantidade	Observação
A	Travessa principal	1	Chapa de espessura 5 mm
B	Suporte lateral	2*	Chapa de espessura 7 mm
C	“Mão francesa”	2*	Perfil retangular 100 x 45 x 5 mm
D	Reforço traseiro	1	Perfil retangular 100 x 45 x 5 x 918 mm
E	Reforço frontal	2	Perfil U 4” x 1 5/8” x 0,32”
F	Pino de articulação	2	Barra ϕ 40 mm
G	Longarina	2	-
H	Suporte da articulação	2*	Chapa de espessura 7 mm
I	Arruela de encosto	4	Duas c/ e = 6,5 mm, duas c/ e = 5 mm
J	Mola	2	Arame ϕ 4 mm
K	Espera	2	Chapa de espessura 7 mm
L	Olhal	4	DIN 580 M 8
M	Porca sextavada	2	M 24 x 2
N	Arruela	4	A 24 x 39
O	Parafuso cabeça sextavada	8	M 16 x 1,5
P	Porca sextavada	8	M 16 x 1,5
Q	Arruela	16	A 16 x 34
R	Arruela	4	A 8 x 28
S	Parafuso Allen	6	M 20 x 1,5 x 35
-	Contrapino (cupilha)	2	5 x 36

* Duas peças iguais, porém sendo uma a imagem especular da outra.

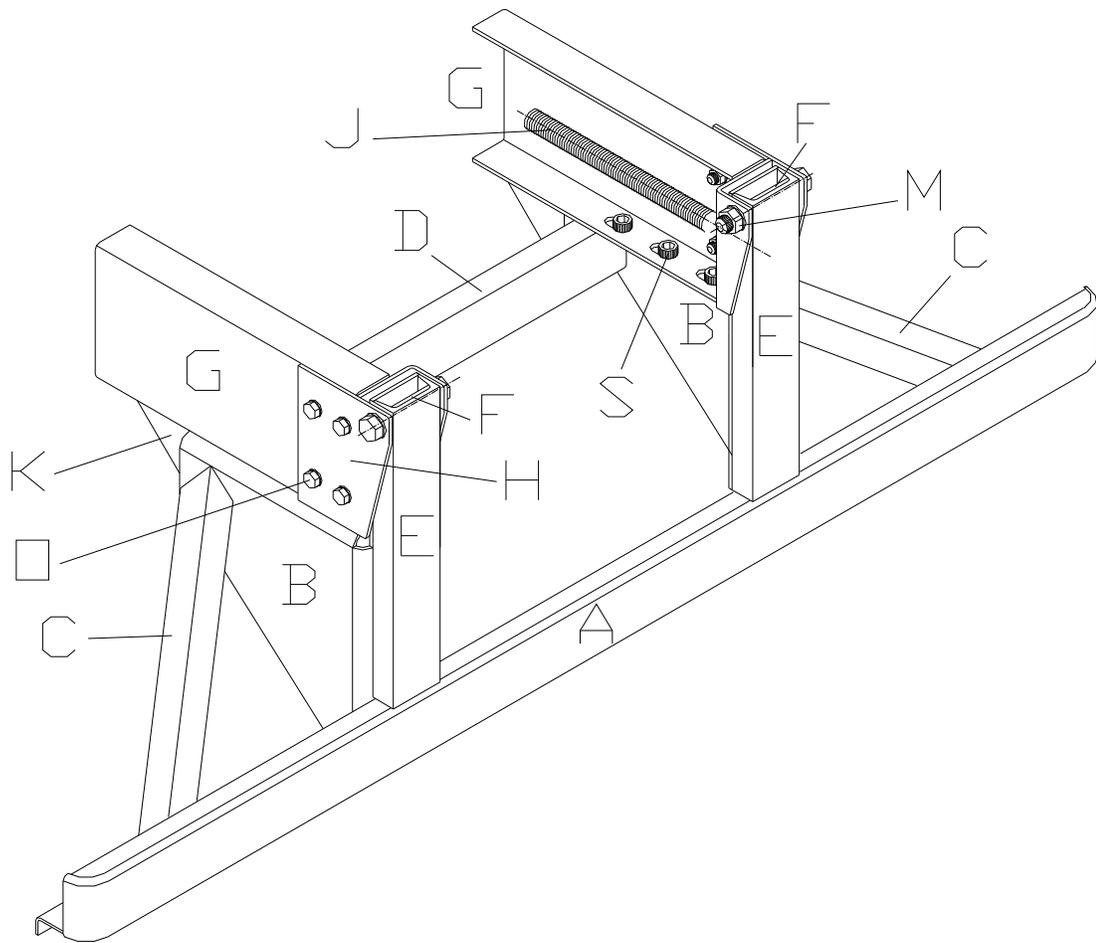


Figura II.1. Vista em perspectiva do pára-choque articulado com indicação das peças.

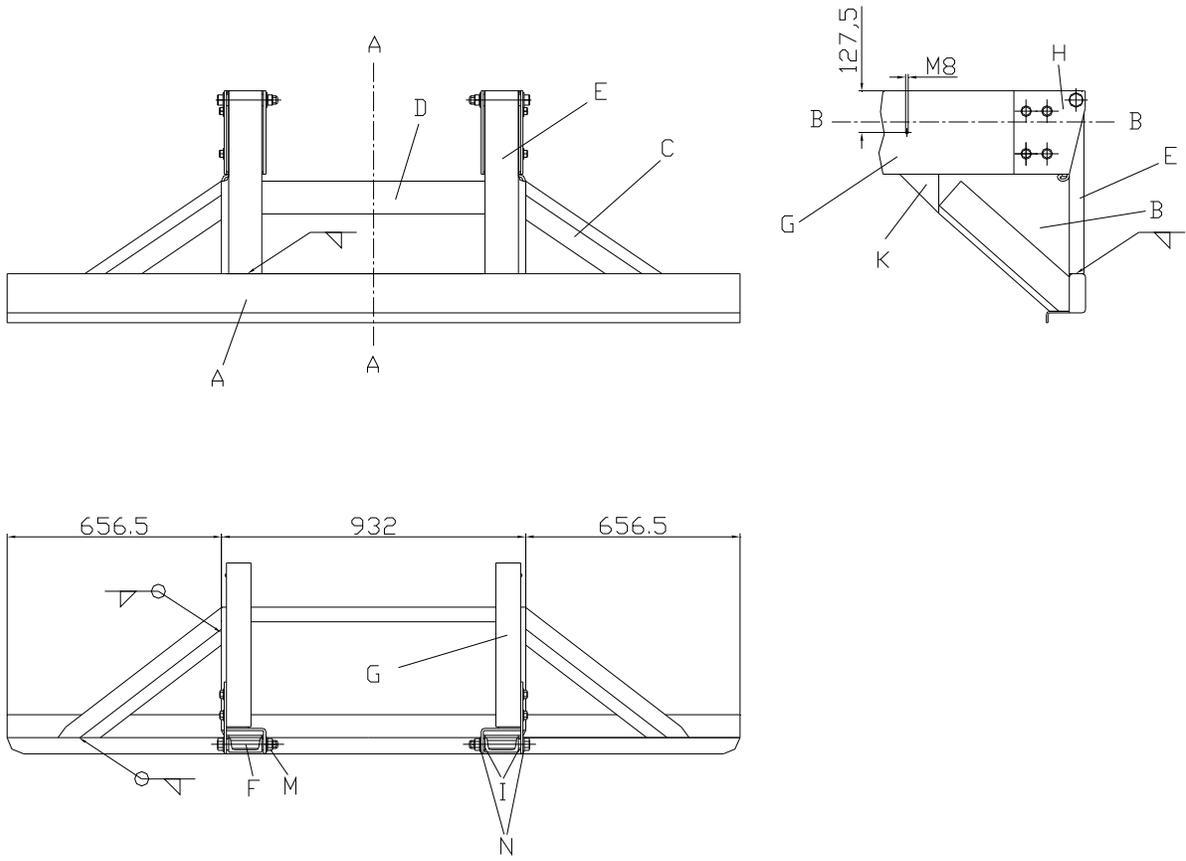


Figura II.2. Três vistas do pára-choque articulado com indicação das peças.

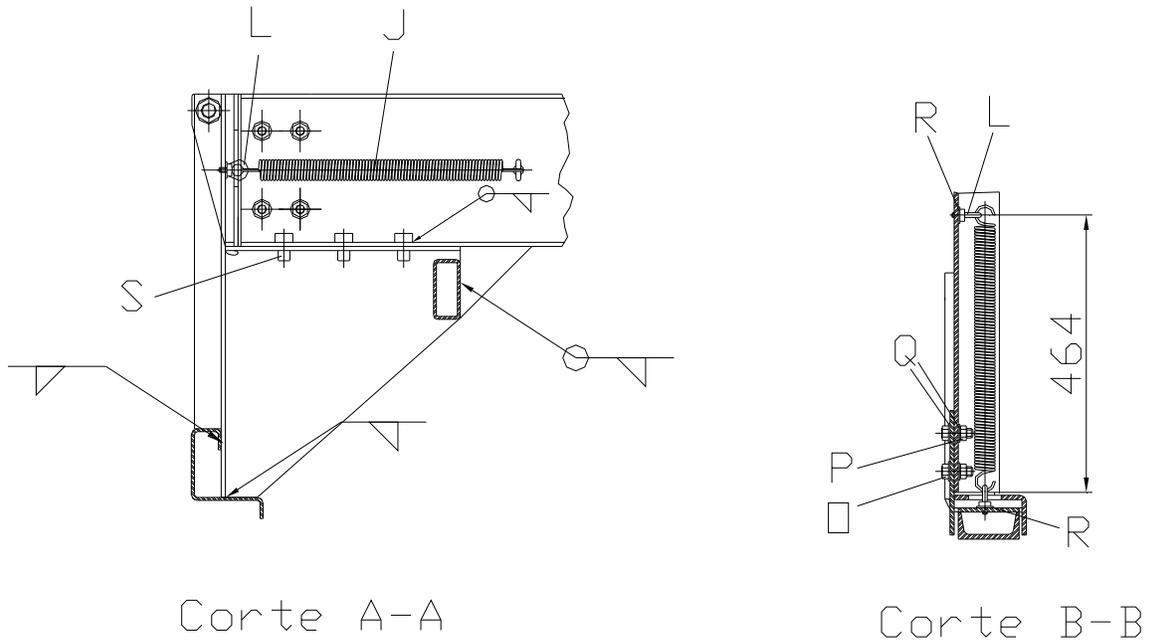


Figura II.3. Detalhe dos cortes A-A e B-B indicados na Figura II.2.

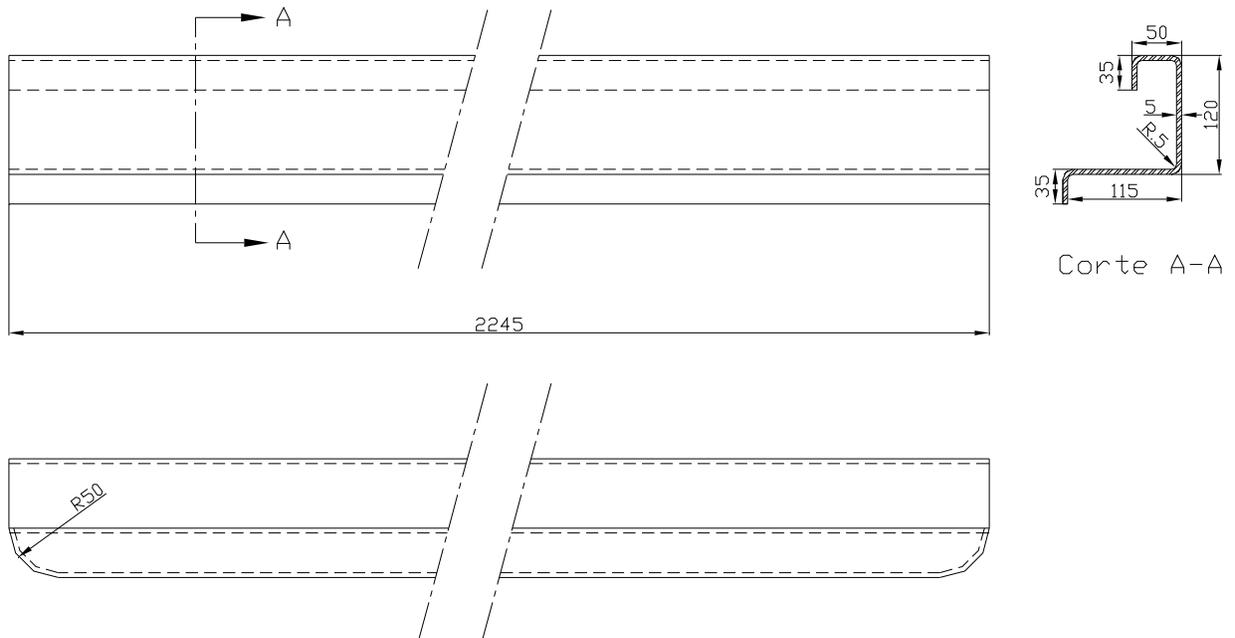
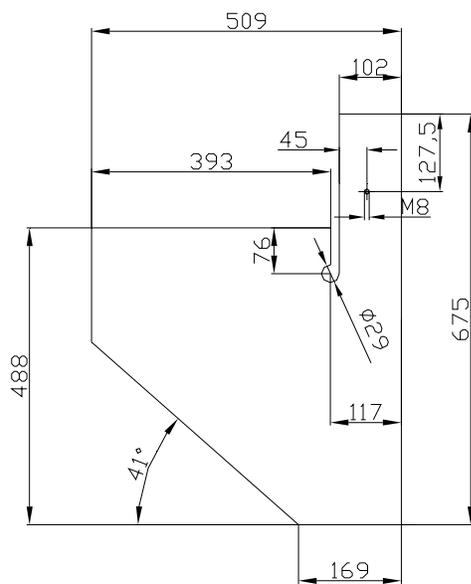
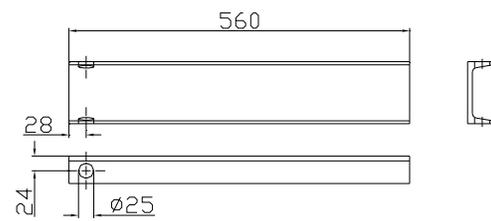


Figura II.4. Travessa principal do pára-choque (peça A).

Peça B



Peça E



Viga U 4" x 1 5/8" x 0,32"

Espessura da chapa = 7 mm

Figura II.5. Peças utilizadas na montagem do suporte lateral.

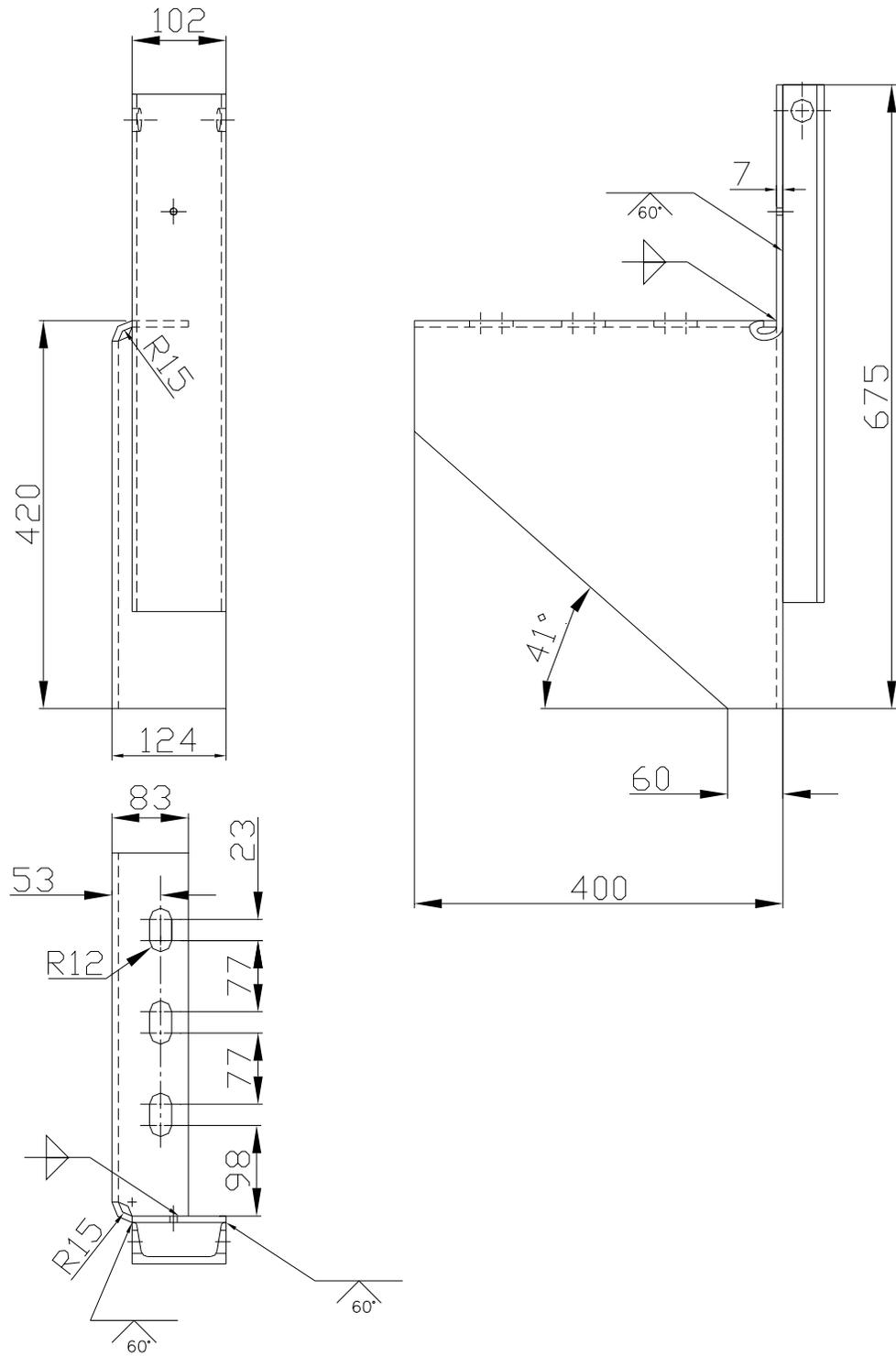
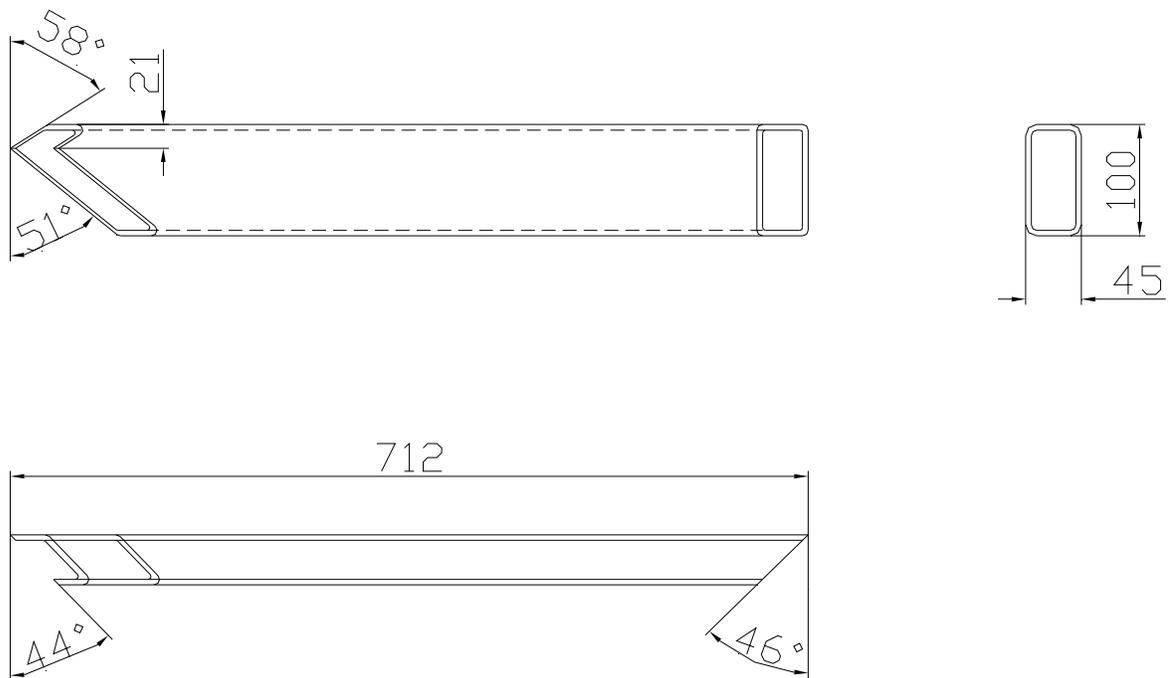


Figura II.6. Suporte lateral montado.



Tubo 100 X 45 X 5 mm

Figura II.7. “Mão francesa” (peça C).

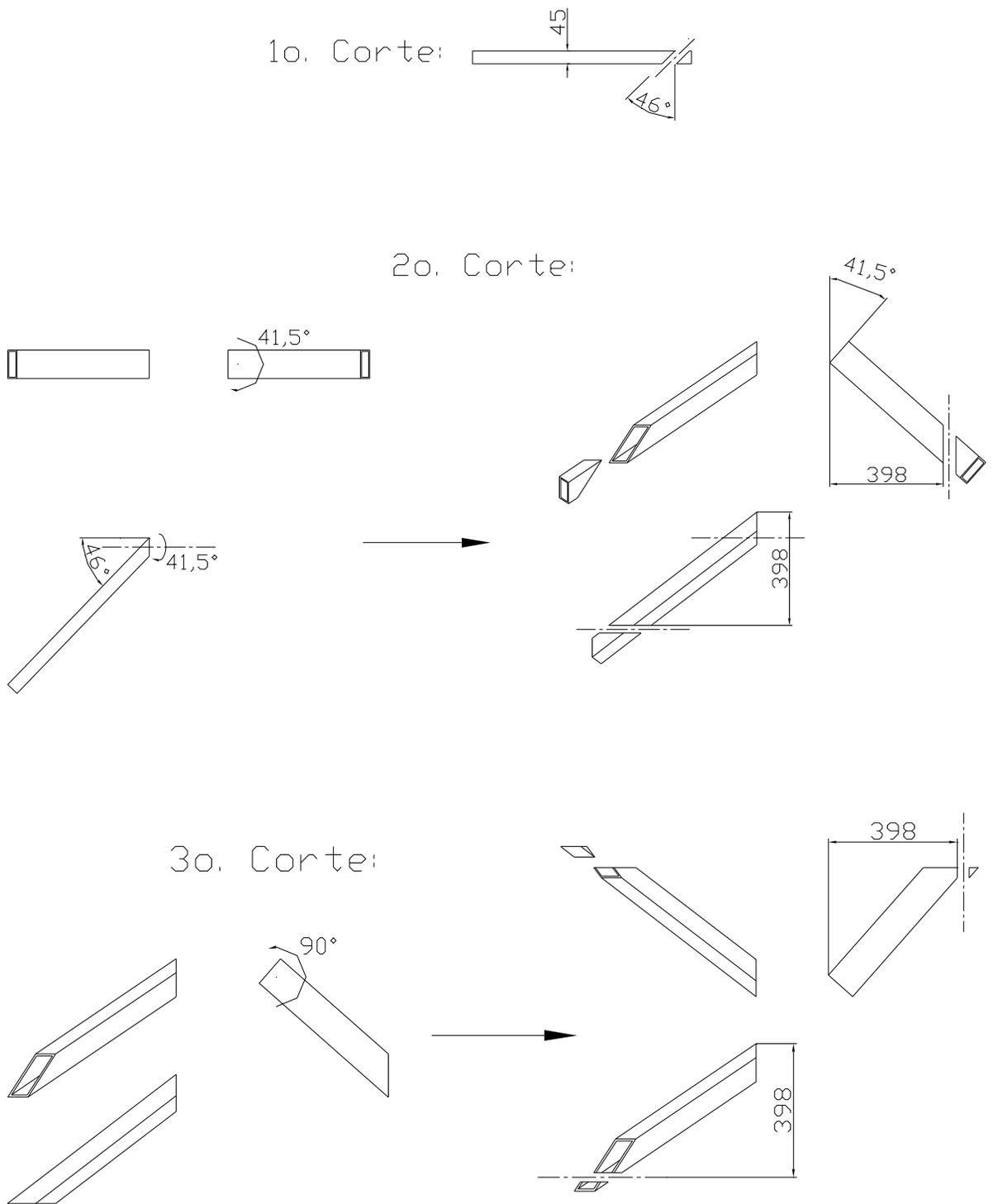
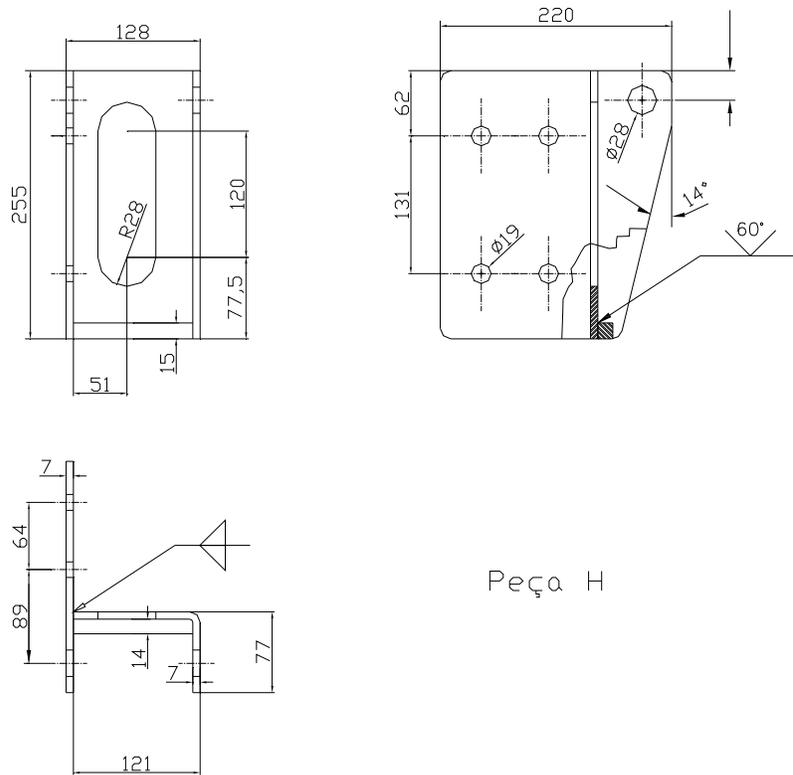
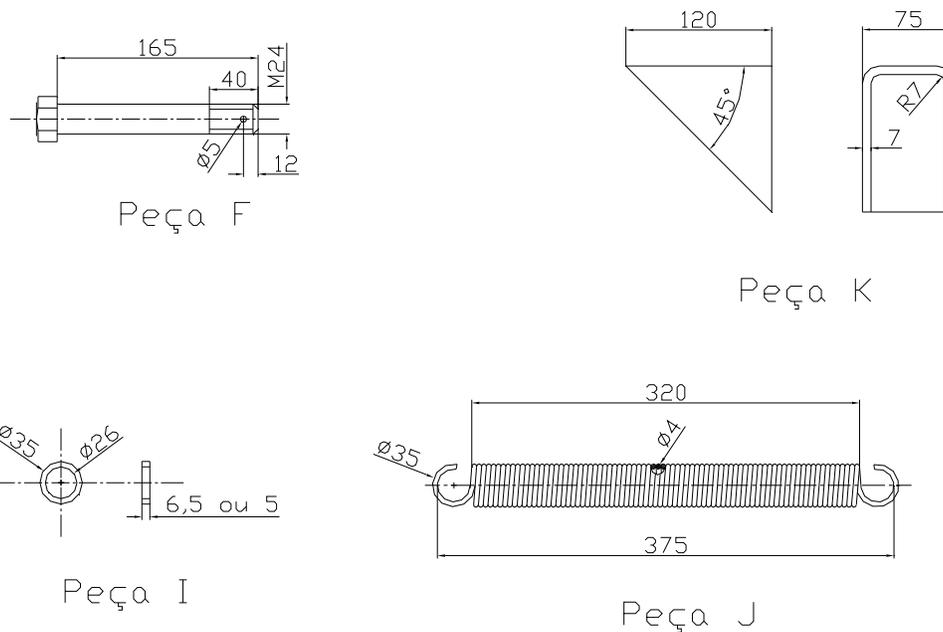


Figura II.8. Esquema de cortes da “mão francesa” (peça C).



Peça H

Figura II.9. Peça H da fixação do conjunto às longarinas.



Peça F

Peça K

Peça I

Peça J

Figura II.10. Peças F, I, J e K.

Anexo III

Publicações, Prêmios e Citações

III.1 Publicações

A seguir estão listadas, em ordem cronológica, as publicações feitas pelo Projeto Impacto que contaram com ativa participação do autor do presente trabalho:

1. MARIOLANI, J. R. L.; SANTOS, P. S. P.; ARRUDA, A. C. F. Projeto de pára-choque traseiro de caminhão com auxílio do método dos elementos finitos. In: Simpósio de Engenharia Automotiva, IX, 1997, São Paulo. **Anais...** São Paulo: Associação Brasileira de Engenharia Automotiva, 1997. p. 452-459.
2. MARIOLANI, J. R. L.; ARRUDA, A. C. F.; SANTOS, P. S. P.; MAZARIN, J. C.; STELLUTE, J. C. Design and test of an articulated rear guard able to prevent car underride. SAE paper 973106. In: International Mobility Technology Conference and Exhibit, VI (SAE Brasil), 1997. São Paulo: SAE Brasil, 1997. 15 p.
3. MARIOLANI, J. R. L.; SCHMUTZLER, L. O. F.; ARRUDA, A. C. F.; OCCHIPINTI, S.; SANTOS, P. S. P.; MAZARIN, J. C.; STELLUTE, J. C. Resolução CONTRAN no. 805/95 não garante segurança aos ocupantes de automóveis. In: Simpósio Tendências Tecnológicas Automotivas, 1998, São Paulo. **Anais B...** São Paulo: Associação Brasileira de Engenharia Automotiva (AEA), 1998. p. 3-12.
4. MARIOLANI, J. R. L.; SCHMUTZLER, L. O. F.; ARRUDA, A. C. F.; OCCHIPINTI, S.; SANTOS, P. S. P.; MAZARIN, J. C.; STELLUTE, J. C. First crash test of the new

- conceptual pliers underride guard. SAE paper 982879. In: International Mobility Technology Conference and Exhibit, VII (SAE Brasil), 1998. São Paulo: SAE Brasil, 1998. 9 p.
5. MARIOLANI, J. R. L.; SCHMUTZLER, L. O. F.; ARRUDA, A. C. F.; OCCHIPINTI, S.; SANTOS, P. S. P.; MAZARIN, J. C.; STELLUTE, J. C. Impact project: searching for solution to the underride problem. SAE paper 982755. In: International Truck & Bus Meeting & Exposition, 1998, Indianapolis, USA. 8 p. In: **Truck and Bus Safety Issues (SP-1400)**, Warrendale: Pennsylvania, USA: Society of Automotive Engineers, Inc., 1998. p. 5-12. In: **Transactions of SAE: Journal of Commercial Vehicles**, Warrendale: Pennsylvania, USA: Society of Automotive Engineers, Inc., v. 107, n. 2, p. 435-442, 1998.
 6. MARIOLANI, J. R. L.; SCHMUTZLER, L. O. F.; ARRUDA, A. C. F.; SANTOS, P. S. P.; MAZARIN, J. C.; STELLUTE, J. C. Impact project: four years working to overcome the underride tragedy. SAE paper 2000-01-3302. In: International Mobility Technology Conference & Exhibit, IX (SAE Brasil), 2000, São Paulo: SAE Brasil, 2-4 de outubro de 2000. 11 p.
 7. MARIOLANI, J. R. L.; SCHMUTZLER, L. O. F.; ARRUDA, A. C. F. Development of new underride guards for enhancement of compatibility between trucks and cars. In: International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles, 17th, 2001, Amsterdam, The Netherlands, 2001. **Proceedings...** Washington DC, USA: NHTSA, 2001. 10 p. Disponível em <<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/pdf/nrd-01/esv/esv17/proceed/00062.pdf>>.
 8. MENEZES, C. R.; MARIOLANI, J. R. L.; ARRUDA, A. C. F. Estrutura de deformação progressiva aplicada a pára-choques traseiros de caminhões. SAE paper 2002-01-3573. In: International Mobility Technology Conference & Exhibit, XI (SAE Brasil), 2002. São Paulo: SAE Brasil. 7 p.
 9. ARRUDA, A. C. F.; MENEZES, C. R.; MAZARIN, J. C.; STOECKL, J. I.; MARIOLANI, J. R. L.; HAGE, M. M. Pára-choques articulados e com estrutura de deformação progressiva aplicada a veículos de transporte de cargas. In: Simpósio Internacional de Engenharia Automotiva, XII (SIMEA), 2003, São Paulo. **Anais...**, São Paulo: Associação Brasileira de Engenharia Automotiva (AEA), 2003. 10 p.

10. MENEZES, C. R.; ARRUDA, A. C. F.; MARIOLANI, J. R. L. Desenvolvimento de pára-choque traseiro para veículo de carga com sistema de absorção de energia. In: Colloquium Internacional de Suspensões e Implementos Rodoviários, 4^o., Caxias do Sul, 2006. São Paulo: SAE Brasil. 13 p.

No âmbito do Projeto Impacto foram ainda defendidas uma dissertação de Mestrado e uma tese de Doutorado, tendo a elaboração de ambas contado com o auxílio do autor do presente trabalho:

- OCCHIPINTI, S. **Projeto, protótipo e ensaio de um novo conceito de pára-choque traseiro de caminhão.** Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP, 1999. 131 p. Dissertação (Mestrado).
- MENEZES, C. R. **Desenvolvimento de pára-choque traseiro para veículos de carga. Análise de materiais aplicados a estruturas de absorção progressiva de energia de impacto.** Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP, 2004. 204 p. Tese (Doutorado).

III.2 Prêmios

- O trabalho no. 2 da lista apresentada na Secção III.1 foi premiado como o melhor trabalho técnico do VI International Mobility Technology Conference and Exhibit (SAE Brasil 97), dentre todas as categorias.
- O trabalho no. 5 da lista integrou a seleção dos melhores trabalhos do ano da SAE, publicada em “Transactions of SAE 1998”.
- O Projeto Impacto foi laureado com o Prêmio Volvo de Segurança no Trânsito 2002, categoria geral.
- O trabalho no. 8 da lista recebeu menção honrosa na seção “Segurança e Ergonomia” do XI International Mobility Technology Conference & Exhibit (SAE Brasil 2002).
- O trabalho no. 9 da lista foi escolhido como o melhor trabalho técnico do módulo “Segurança Veicular” do XII Simpósio Internacional de Engenharia Automotiva (SIMEA 2003).

III.3 Citações

Até o presente momento foi possível identificar citações de alguns dos trabalhos listados na Secção III.1 nas seguintes publicações, em ordem cronológica:

- OH, C.-Y.; KIM, H.-D.; SONG, J.-H. Development of a finite element model for studying the occupant behavior and injury coefficients of a large-sized truck”. **Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers A**, v. 26, issue 8, p. 1577-1584, August 2002.
- CAMPOS, M.; BURGOS, E. R. Automotive and regulatory trends in Brazil. SAE paper 2003-01-0568. In: **General Emissions (SP-1758)**, Warrendale, Pennsylvania, USA: Society of Automotive Engineers, Inc., 2003. p. 67-76.
- ANDERSON, J.; GWEHENBERGER, J.; BENDE, J.; LENEMAN, F. Truck/trailer compatibility with cars and related topics from VC-Compat”. In: International Congress on Truck Safety, 20th, Hungary, 2003. **Anais...** CD-ROM. 11 p.
- ATAHAN, A. O. Design and simulation of an energy absorbing underride guard for heavy vehicle rear-end impacts. Heavy Vehicle Systems, A Special Issue of the **International Journal of Vehicle Design**, v. 10, n. 4, p. 321-343, 2003.
- CHAI-SHIH CHIEN. **The study of the security protection devices for large sized vehicle**. Dacun, Taiwan: Da-Yeh University, 2004, 104 p. Dissertação (Mestrado).
- Analysis of the truck security guards and optimization of structural design. **ARTC News**, Changhua, Taiwan: Automotive Research and Testing Center (ARTC), 2005-05, p. 17-24, 2005.
- ATAHAN, A. O.; BILGILI, Ö. O. Ağır vasıtalara arkadan çarpma kazaları: Çarpışma testleri ve alınabilecek önlemlerin karşılaştırılması. In: Otomotiv ve Yan Sanayi Sempozyumu, IX, 2005, TMMOB Makina Mühendisleri Odası, Bursa, Turquia. 6 p.
- BUTTITTA, R.; CAPPELLO, F; NIGRELLI, V. Dispositivo paraincastro posteriore ad elevato assorbimento energetico”. In: Convegno Nazionale del’Associazione Italiana per l’Analisi delle Sollecitazioni, XXXIV, 2005, Politecnico di Milano, Italia. 10 p.
- BODAPATI, V. K. K. **Evaluation of energy absorbing pliers underride guards for rear and side of large trucks**. Hydebarad, Índia: B. Tech. Jawaharlal Nehru Technological University, 2006, 134 p. Dissertação (Mestrado).

- DUQUE, O.-A. S.; DAMM, R.; GROVER, C.; COO, P. de. Definition of the bullet and target device and supporting test results (Report). In: VC-Compat Project GRD2-2001-50083, 2006. Madrid: Instituto Universitario de Investigación del Automóvil (INSIA), Universidad Politécnica de Madrid (UPM), 2006. 28 p.
- TAVAKOLI, M. S.; VALLIAPPAN, P.; PRANESH, A.; SAVAGE, C. Estimation of frontal crush stiffness coefficients for car-to-heavy truck underride collisions. SAE paper 2007-01-0731. In: **Accident Reconstruction 2007 (SP-2063)**. Warrendale, Pennsylvania, USA: Society of Automotive Engineers, Inc., 2007. 11 p.

Apêndice A

Deduções de Equações pertinentes à Estimativa da Força de Impacto

A.1 Estimativa da força média desenvolvida durante o impacto (Rechnitzer, 1997)

Rechnitzer (1997), baseado em trabalho de Murray, apresentou a dedução da equação da força *média* que age nos veículos durante uma colisão, considerando:

- os veículos se movimentando em uma mesma linha reta;
- impacto essencialmente plástico, com os veículos não sofrendo deslocamento lateral;
- após o impacto os veículos permanecem em contato como uma massa combinada ($= m_1 + m_2$) e uma velocidade comum (v_3);
- não há ação dos freios de nenhum dos veículos durante o impacto;
- pára-choque rígido.

Definição das variáveis:

c_1 = deformação do automóvel (m)

m_1 = massa do automóvel (kg)

m_2 = massa do caminhão (kg)

v_1 = velocidade do automóvel antes do impacto (m/s)

v_2 = velocidade do caminhão antes do impacto (m/s)

v_3 = velocidade pós impacto comum aos dois veículos (m/s)

v_a = velocidade de aproximação dos veículos = $v_1 - v_2$ (m/s)

F_{med} = força média agindo nos dois veículos no impacto (N)

E_0 = energia cinética dos veículos antes do impacto (J)

E' = energia cinética dos veículos após do impacto (J)

Pela conservação do momento linear ou quantidade de movimento, tem-se:

$$m_1 \cdot v_1 + m_2 \cdot v_2 = (m_1 + m_2) \cdot v_3 \quad (\text{A.1})$$

$$v_3 = \frac{m_1 \cdot v_1 + m_2 \cdot v_2}{m_1 + m_2} \quad (\text{A.2})$$

A energia cinética dos dois veículos antes do impacto é:

$$E_0 = \frac{m_1 \cdot v_1^2 + m_2 \cdot v_2^2}{2} \quad (\text{A.3})$$

Após o impacto, a energia cinética dos veículos será:

$$E' = \frac{(m_1 + m_2) \cdot v_3^2}{2} \quad (\text{A.4})$$

A perda de energia no impacto é dada por:

$$\Delta E = E_0 - E' = \frac{m_1 \cdot m_2}{2 \cdot (m_1 + m_2)} (v_2 - v_1)^2 \quad (\text{A.5})$$

Substituindo-se na equação acima a velocidade relativa de aproximação entre os dois veículos ($v_a = v_1 - v_2$):

$$\Delta E = \frac{m_1 \cdot m_2}{2 \cdot (m_1 + m_2)} v_a^2 \quad (\text{A.6})$$

(energia perdida durante a colisão)

Cálculo da força média F_{med} agindo entre os veículos para uma dada deformação c_1 :

O trabalho realizado pela força F_{med} ($= F_{med} \cdot c_1$) é igual à energia perdida no impacto.

$$F_{med} \cdot c_1 = \Delta E = E_0 - E' \quad (\text{A.7})$$

Substituindo-se a Equação A.6 na Equação A.7, obtém-se a força média agindo entre os veículos durante o impacto:

$$F_{med} = \frac{m_1 \cdot m_2 \cdot v_a^2}{2 \cdot (m_1 + m_2) \cdot c_1} \quad (\text{A.8})$$

As acelerações médias agindo sobre os veículos seriam:

$$a_1 = \frac{F_{med}}{m_1} = \frac{m_2 \cdot v_a^2}{2 \cdot (m_1 + m_2) \cdot c_1} \quad (\text{A.9})$$

$$a_2 = \frac{F_{med}}{m_2} = \frac{m_1 \cdot v_a^2}{2 \cdot (m_1 + m_2) \cdot c_1} \quad (\text{A.10})$$

As variações de velocidade dos veículos seriam:

$$\Delta v_1 = \frac{m_2 \cdot v_a}{m_1 + m_2} \quad (\text{A.11})$$

$$\Delta v_2 = \frac{m_1 \cdot v_a}{m_1 + m_2} \quad (\text{A.12})$$

E a duração do impacto seria:

$$t = \frac{\Delta v}{a} = \frac{2 \cdot c_1}{v_a} \quad (\text{A.13})$$

A.2 Estimativa da força máxima desenvolvida durante o impacto a partir do modelo de Campbell (1974)

Campbell (1974) observou, a partir de dados obtidos em testes de impacto centrado contra barreira rígida, que é possível ajustar-se uma relação linear entre a velocidade de impacto e a deformação residual do veículo (Figura A.1). Essa relação pode ser descrita pela equação:

$$v = b_0 + b_1 \cdot c_1 \quad (\text{A.14})$$

onde:

v = velocidade de impacto

c₁ = deformação residual do veículo

b_0 = ponto onde a reta ajustada intercepta o eixo das velocidades, correspondendo a uma velocidade de impacto que não produz deformação residual

b_1 = inclinação da reta

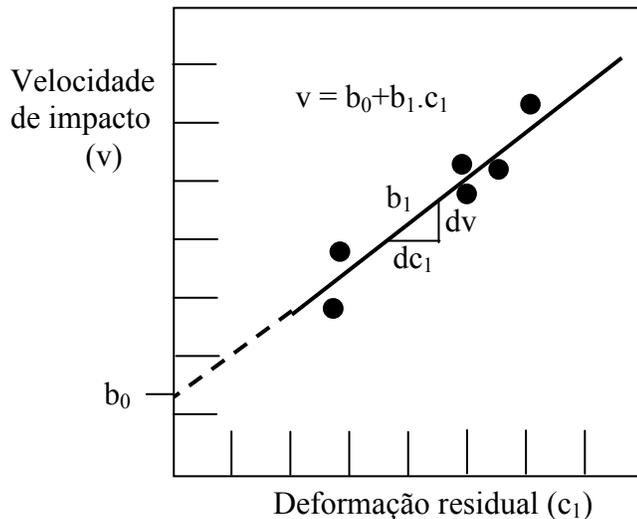


Figura A.1: Representação esquemática da relação entre a deformação residual do veículo e a velocidade de impacto (Campbell, 1974).

Segundo Campbell, a energia absorvida na deformação plástica da estrutura do veículo pode ser obtida pela integração da força por unidade de área em relação ao volume de deformação. Se a deformação for considerada uniforme na dimensão vertical, então a integral fica:

$$\Delta E = \iint f dc_1 dw + K \quad (\text{A.15})$$

onde:

ΔE = energia absorvida na deformação plástica da estrutura do veículo

f = força por unidade de largura da estrutura frontal do veículo

c_1 = deformação plástica do veículo

w = largura do veículo

K = constante de integração

O modelo de Campbell assume que a força desenvolvida durante o impacto varia linearmente com a deformação do veículo. A Figura A.2, reproduzida de Onusic *et al.* (1996),

mostra um exemplo de linearização da relação entre força e deformação do veículo. Por conta dessa linearização, pode-se escrever a seguinte relação:

$$f = a_0 + a_1 \cdot c_1 \quad (\text{A.16})$$

onde a_0 e a_1 são constantes que podem ser relacionadas às constantes b_0 e b_1 (obtidas em testes de impacto contra barreira rígida), substituindo-se as Equações A.14 e A.16 na Equação A.15:

$$\frac{m \cdot (b_0 + b_1 \cdot c_1)^2}{2} = \int_0^w \int_0^c (a_0 + a_1 \cdot c_1) dc_1 dw + K \quad (\text{A.17})$$

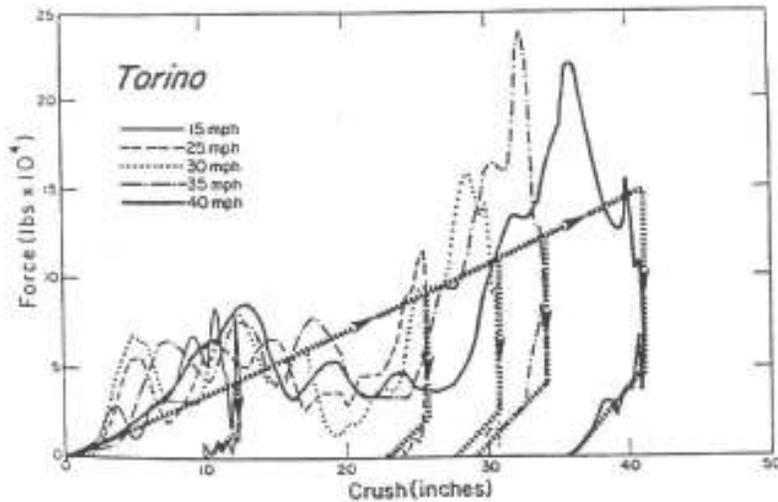


Figura A.2: Linearização das curvas de força versus deformação (*crush*) obtidas em impactos contra barreira rígida a diferentes velocidades do Ford Torino.

Resolvendo-se a Equação A.17, obtém-se as constantes a_0 , a_1 e K :

$$a_0 = m \cdot \frac{b_0 \cdot b_1}{w}$$

$$a_1 = m \cdot \frac{b_1^2}{w}$$

$$K = m \cdot \frac{b_0^2}{2}$$

A força por unidade de largura pode então ser expressa em função de b_0 e b_1 :

$$f = \frac{m}{w} \cdot (b_0 \cdot b_1 + b_1^2 \cdot c_1) \quad (\text{A.18})$$

E a força máxima desenvolvida durante o impacto será dada por:

$$F_{\max} = m.(b_0 \cdot b_1 + b_1^2 \cdot c_1) \quad (\text{A.19})$$

A.3 Cálculo da energia absorvida num impacto em *offset* (McHenry, 1975; Huang, 2002)

Seja o impacto em *offset* entre dois veículos, conforme a Figura A.3.

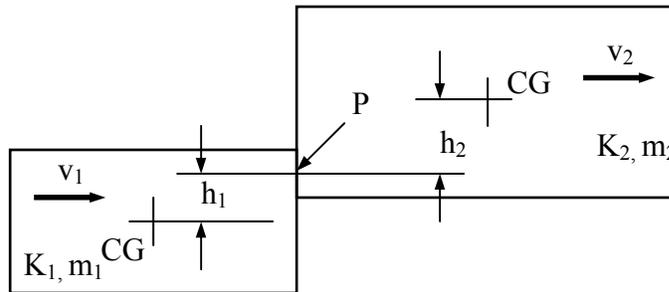


Figura A.3: Desenho esquemático do impacto em *offset* entre dois veículos de massas m_1 e m_2 e raios de giração K_1 e K_2 respectivamente.

O ponto de colisão P tem um perfil de aceleração diferente do centro de gravidade dos veículos. Assim, tomando-se o veículo 1:

$$a_{CG1} = a_{P1} + a_{(CG/P)1} \quad (\text{A.20})$$

$$a_{P1} = a_{CG1} - a_{(CG/P)1} \quad (\text{A.21})$$

onde:

a_{CG1} = aceleração do centro de gravidade do veículo 1

a_{P1} = aceleração do ponto de impacto no veículo 1

$a_{(CG/P)1}$ = aceleração do centro de gravidade do veículo 1 em relação ao ponto P

Mas:

$$a_{(CG/P)1} = -h_1 \cdot \alpha_1 \quad (\text{A.22})$$

onde:

h_1 = braço do momento de impulso (Figura A.3)

α_1 = aceleração angular do veículo 1

Então:

$$a_{CG1} = a_{P1} - h_1 \cdot \alpha_1 \quad (\text{A.23})$$

A força agindo nos veículos é:

$$F = m_1 \cdot a_{CG1} = m_1 \cdot (a_{P1} - h_1 \cdot \alpha_1) \quad (\text{A.24})$$

Pela conservação da quantidade de movimento angular:

$$\begin{aligned} \Sigma M_1 &= I_1 \cdot \alpha_1 = K_1^2 \cdot m_1 \cdot \alpha_1 \Rightarrow F \cdot h_1 = K_1^2 \cdot m_1 \cdot \alpha_1 \\ \alpha_1 &= \frac{F \cdot h_1}{K_1^2 \cdot m_1} \end{aligned} \quad (\text{A.25})$$

Substituindo-se A.25 em A.24:

$$\begin{aligned} F &= m_1 \cdot a_{CG1} = m_1 \cdot \left(a_{P1} - h_1 \cdot \frac{F \cdot h_1}{K_1^2 \cdot m_1} \right) \\ a_{P1} &= \frac{F}{m_1 \cdot \left(\frac{K_1^2}{K_1^2 + h_1^2} \right)} \end{aligned} \quad (\text{A.26})$$

Seja $\phi_1 = \frac{K_1^2}{K_1^2 + h_1^2}$, então:

$$a_{P1} = \frac{F}{\phi_1 \cdot m_1} \quad (\text{A.27})$$

O denominador $\phi_1 \cdot m_1$ da Equação A.27 pode ser considerado como a massa efetiva do veículo 1 agindo no ponto P. Similarmente, a massa efetiva do veículo 2 agindo no ponto P seria igual a $\phi_2 \cdot m_2$.

Como $a_{CG1} = \frac{F}{m_1}$, então:

$$a_{CG1} = \phi_1 \cdot a_{P1} \quad (\text{A.28})$$

Integrando-se a equação acima em relação ao tempo, obtém-se:

$$\Delta v_{CG1} = \phi_1 \cdot \Delta v_{P1} \quad (\text{A.29})$$

A partir da Equação A.1 obtém-se, para impacto centrado totalmente inelástico (sendo $\Delta v_{CG1} = (v_3 - v_1)$):

$$\Delta v_{CG1} = \frac{m_2}{m_1 + m_2} \cdot (v_2 - v_1) \quad (\text{A.30})$$

Combinando-se as Equações A.6 (onde $v_a = v_2 - v_1$) e A.30, obtém-se, para impacto centrado:

$$\Delta v_{CG1} = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta E}{m_1 \cdot \left(1 + \frac{m_1}{m_2}\right)}} \quad (\text{A.31})$$

Substituindo-se na Equação A.31 a massa efetiva do veículo agindo no ponto P no caso de impacto em *offset*, obtém-se a variação de velocidade do ponto em questão durante o impacto:

$$\Delta v_{P1} = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta E}{\phi_1 \cdot m_1 \cdot \left(1 + \frac{\phi_1 \cdot m_1}{\phi_2 \cdot m_2}\right)}} \quad (\text{A.32})$$

A energia cinética absorvida no impacto em *offset* será, então:

$$\begin{aligned} \Delta E &= \frac{\phi_1 \cdot m_1 \cdot (\Delta v_{P1})^2}{2} \cdot \left(1 + \frac{\phi_1 \cdot m_1}{\phi_2 \cdot m_2}\right) \\ &= \frac{\phi_2 \cdot m_2 \cdot (\Delta v_{P2})^2}{2} \cdot \left(1 + \frac{\phi_2 \cdot m_2}{\phi_1 \cdot m_1}\right) \end{aligned} \quad (\text{A.33})$$

Apêndice B

Resolução CONTRAN No. 152/03

RESOLUÇÃO Nº 152, DE 29 DE OUTUBRO DE 2003

Estabelece os requisitos técnicos de fabricação e instalação de pára-choque traseiro para veículos de carga.

O CONSELHO NACIONAL DE TRÂNSITO – CONTRAN, usando da competência que lhe confere o inciso I do art. 12 da Lei nº 9.503, de 23 de setembro de 1997, que institui o Código de Trânsito Brasileiro – CTB, e conforme o Decreto nº 4.711, de 29 de maio de 2003, que dispõe sobre a Coordenação do Sistema Nacional de Trânsito, e

Considerando a necessidade de aperfeiçoar e atualizar os requisitos de segurança para os veículos de carga nacionais e importados, resolve:

Art. 1º – Os veículos de carga com peso bruto total (PBT) superior a quatro mil e seiscentos quilogramas, fabricados no país, importados ou encarroçados a partir de 1º de julho de 2004 somente poderão ser registrados e licenciados se estiverem dotados do pára-choque traseiro que atenda às especificações constantes do Anexo desta Resolução.

Parágrafo Único – O veículo de carga com peso bruto total (PBT) superior a quatro mil e seiscentos quilogramas cujas características originais da carroçaria forem alteradas, ou quando nele for instalado algum tipo de implemento a partir da data determinada no caput, também deverá atender às especificações constantes do Anexo desta Resolução.

Art. 2º – Não estão sujeitos ao cumprimento desta Resolução os seguintes veículos:

I – inacabados ou incompletos;

II – destinados à exportação;

III – caminhões-tratores;

IV – produzidos especialmente para cargas autoportantes ou outros itens muito longos;

V – aqueles nos quais a aplicação do pára-choque traseiro especificado nesta Resolução seja incompatível com a sua utilização;

VI – aqueles que possuam carroçaria e pára-choque traseiro incorporados ao projeto original do fabricante;

VII – viaturas militares;

VIII – de coleção.

Parágrafo Único – O órgão máximo executivo de trânsito da União analisará e decidirá quais veículos se enquadram no inciso V.

Art.3º – Esta Resolução entrará em vigor na data da sua publicação.

AILTON BRASILIENSE PIRES
Presidente

RENATO DE ARAÚJO JÚNIOR
Ministério da Ciência e Tecnologia - Titular

TELMO HENRIQUE SIQUEIRA MEGALE
Ministério da Defesa - Suplente

JUSCELINO CUNHA
Ministério da Educação - Titular

CARLOS ALBERTO FERREIRA DOS SANTOS
Ministério do Meio Ambiente - Suplente

ANEXO

PÁRA-CHOQUE TRASEIRO

Objetivo:

Estabelecer requisitos mínimos para fabricação e instalação de pára-choque traseiro a ser fixado em veículo de carga, reboque e semi-reboque com peso bruto total (PBT) superior a 4.600 kg.

Finalidade:

Impedir ou reduzir a extensão de danos materiais na parte superior do compartimento de passageiros, dos veículos que se chocarem contra a traseira dos veículos de carga, evitando ou minimizando os traumas nas partes superiores dos corpos das vítimas.

1. Campo de Aplicação

Todos os veículos de carga, reboques e semi-reboques com peso bruto total (PBT) superior a 4.600 kg, excetuando-se os veículos descritos no artigo 2º desta Resolução.

2. Requisitos

2.1 Compete à empresa responsável pela complementação dos veículos especificados no Inciso I do artigo 2º, o cumprimento das exigências estabelecidas nesta Resolução.

2.2 Os veículos enquadrados nos Incisos IV e V, do artigo 2º deverão trazer no campo do CRLV (Certificado de Registro e Licenciamento de Veículos) a seguinte anotação: "Pára-choque, Item IV ou V do artigo 2º da Resolução nº 152/03".

2.3 O Órgão Máximo Executivo de Trânsito da União poderá solicitar, a qualquer momento, às empresas fabricantes, às responsáveis pela complementação dos veículos e às importadoras, a apresentação dos resultados de ensaios que comprovem o atendimento das exigências estabelecidas nesta Resolução.

2.4 Os órgãos e as entidades de trânsito e rodoviários deverão, na esfera de suas respectivas competências, cumprir e fazer cumprir o que dispõe esta Resolução.

3. Definições

Para os efeitos de aplicação desta Resolução, define-se:

3.1 Pára-choque traseiro: Dispositivo de proteção, constituído de uma travessa e elementos de fixação para montagem, fixado às longarinas ou ao elemento que desempenha as funções destas e destinado a atenuar as lesões corporais e a reduzir os danos materiais conseqüentes de colisão envolvendo a traseira deste veículo.

3.2 Chassi: Parte do veículo constituída dos componentes necessários ao seu deslocamento e que suporta a carroçaria.

3.3 Longarina: Elemento estrutural principal do quadro do chassi ou da carroçaria, posicionado longitudinalmente no veículo.

3.4 Tara (Massa do Veículo em Ordem de Marcha): É o peso próprio do veículo acrescido dos pesos da carroçaria e/ou equipamento, do combustível, das ferramentas e dos acessórios, da roda sobressalente, do extintor de incêndio e do fluido de arrefecimento, expresso em quilogramas.

3.5 Lotação: É a carga útil máxima, incluindo condutor e passageiros, que o veículo transporta, expressa em quilogramas.

3.6 Peso Bruto Total (Massa Total Máxima): É o peso máximo que o veículo transmite ao pavimento, constituído da soma da tara mais a lotação, expressa em quilogramas.

3.7 Pára-choque retrátil: Dispositivo de proteção equipado com sistema de articulação que permite variar a distância ao solo, girando no sentido contrário à marcha do veículo, quando este se desloca para frente, em situação transitória, devendo voltar à posição original, sem interferência do operador, assim que o obstáculo seja transposto.

4. Requisitos específicos

Os pára-choques traseiros devem atender às condições:

4.1 A altura da borda inferior do pára-choque traseiro, medida com o veículo com sua massa em ordem de marcha - Tara, será de quatrocentos milímetros, em relação ao plano de apoio das rodas (Figura 1), sendo que nenhum ponto da borda inferior do pára-choque traseiro poderá exceder este limite.

4.2 O elemento horizontal do pára-choque traseiro deve ser localizado de maneira a constituir a extremidade traseira do veículo (Figura 1).

4.3 O comprimento do elemento horizontal do pára-choque traseiro deve ser no máximo igual à largura da carroçaria ou equipamento ou à distância entre as bordas externas dos aros das rodas, o que for maior, e no máximo cem milímetros menor em cada lado (Figura 2).

4.4 A altura da seção do elemento horizontal do pára-choque traseiro não pode ser inferior a cem milímetros (Figura 2). As extremidades laterais do elemento horizontal do pára-choque não devem possuir bordas cortantes. O pára choque deve ser de formato uniforme, retilíneo, sem emendas e sem furos, constituído de apenas um material.

4.5 O pára-choque traseiro pode ser projetado de maneira tal que sua altura possa ser variável, de acordo com necessidades eventuais (exemplo: manobras, operações de carga e descarga).

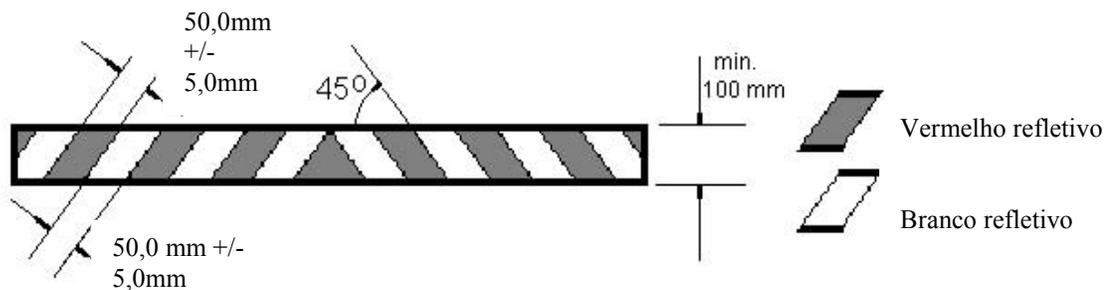
Para variações acidentais de posição, deve ser previsto um mecanismo de retorno à posição de trabalho sem interferência do operador.

4.6 O alongamento do chassi deve ser feito de acordo com as especificações do fabricante do veículo.

4.7 A solda deve ser de material compatível com o do chassi.

4.8 O pára-choque deve ter forma e dimensões projetadas de modo a permitir, quando instalado, a visualização da sinalização luminosa e da placa de identificação do veículo, não prejudicando os requisitos estabelecidos nas especificações de iluminação e sinalização veicular.

4.9 O pára-choque deverá possuir faixas oblíquas, com uma inclinação de 45 graus em relação ao plano horizontal e 50,0 +/- 5,0 mm de largura, nas cores branca e vermelha refletivas, conforme figura e especificações abaixo:



-Sistema de pintura da estrutura metálica – Primer anticorrosivo, acabamento com base de resina acrílica melamina ou alquídica melamina, conforme as seguintes especificações:

- Sólidos: 50% mínimo por peso
- Salt spray: 120 horas
- Impacto: 40 kg/cm²
- Aderência: 100% corte em grade
- Dureza: 25 a 31 SHR
- Brilho: mínimo 80% a 60 graus
- Temperatura de secagem: 120 °C a 160 °C
- Tempo: 20 min. a 30 min.
- Fineza: mínimo 7 H
- Viscosidade fornecimento: 60s a 80s – CF-4
- Cor cinza código: RAL 7001

- Especificações dos limites de cor (diurna)

	1		2		3		4		Min.	Max.
	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y		
Branca	0.305	0.305	0.355	0.355	0.335	0.375	0.285	0.325	15	-
Vermelha	0.690	0.310	0.595	0.315	0.569	0.341	0.655	0.345	2,5	15

Os quatros pares de coordenadas de cromaticidade deverão determinar a cor aceitável nos termos da CIE sistema colorimétrico estândar, de padrão com iluminante D65. Método ASTME – 1164 com valores determinados e um equipamento "Hunter Lab Labscan II 0/45 spectrophotometer" com opção CMR559. Computação realizada de acordo com E-308.

- Especificação do coeficiente mínimo de retrorefletividade em candelas por Lux por metro quadrado (orientação 0 e 90°).

Os coeficientes de retrorefletividade não deverão ser inferiores aos valores mínimos especificados. As medições serão feitas de acordo com o método ASTME-810. Todos os ângulos de entrada deverão ser medidos nos ângulos de observação de 0,2° e 0,5°. A orientação 90° é definida com a fonte de luz girando na mesma direção em que o dispositivo será afixado no veículo.

Ângulo de Observação	Ângulo de entrada	Branco	Vermelho
0.2	-4	500	100
0.2	+30	300	60
0.2	+45	85	17
0.5	-4	100	20
0.5	+30	75	15
0.5	+45	30	6

Nota: O retrorrefletor deverá ter suas características, especificadas por esta Resolução, atestada por uma entidade ou instituição reconhecida pelo Órgão Máximo Executivo de Trânsito da União - DENATRAN e deverá exibir em sua construção uma marca de segurança comprobatória desse laudo com a gravação das palavras APROVADO DENATRAN, com 3 mm de altura e 50 mm de comprimento em cada segmento da cor branca do retrorrefletor.

4.10. O suporte e os elementos de fixação devem ter formas e dimensões que atendam às especificações deste Anexo.

4.11. Para veículos com tanques para transporte de produtos perigosos, o pára-choque traseiro deve estar afastado, no mínimo, 150 mm do tanque ou do último acessório, devendo ser fixado nas longarinas do chassi do veículo (Figura 3).

5. Método de Ensaio

5.1 Aparelhagem

5.1.1 Cilindros com articulações adequadas (por exemplo, juntas de articulação), para aplicação das forças especificadas no item 5.3.

5.1.2 Superfície de contato (cilindro/pára-choque) com 250 mm de altura, 200 mm de largura e 25 mm de espessura com raio de curvatura de 5 ± 1 mm nas arestas.

5.1.3 Dispositivo para medição das forças especificadas na Tabela 1 (Aplicação de forças).

5.2 Execução do Ensaio

5.2.1 Ensaio com pára-choque no veículo.

5.2.1.1 O pára-choque traseiro deve estar instalado no veículo na posição de trabalho, com o veículo com Massa em Ordem de Marcha – Tara de acordo com os requisitos do item 4 e Figura 1. As forças especificadas na Tabela 1 devem ser aplicadas em separado, devendo a ordem ser: P1, P3 e P2.

5.2.1.2 As forças especificadas na Tabela 1 devem ser aplicadas paralelamente ao eixo longitudinal médio do veículo, através de uma superfície de contato especificada em 5.1.2.

5.2.1.3 O centro de cada superfície deve ser posicionado nos pontos P1, P2 e P3.

5.2.1.4 Os pontos P1 estão localizados a 200 mm da extremidade da carroçaria ou equipamento, o que for maior. O ponto P3 é o ponto central do pára-choque traseiro e os pontos P2 são simétricos em relação ao ponto P3, distanciados de 700 mm (mínimo) e 1000 mm (máximo) entre si, podendo a posição exata ser especificada pelo instalador do pára-choque

traseiro. A altura acima do plano de apoio dos pontos P1, P2 e P3 deve ser definida como sendo o ponto médio da altura da seção do elemento horizontal, não excedendo de 600 mm do plano de apoio com o veículo com a Massa em Ordem de Marcha - Tara (Figura 2).

5.2.1.5 Para evitar o deslocamento do veículo, este deve ser fixado por quaisquer meios em qualquer parte de sua estrutura ou eixos, exceto na parte do chassi situada após o último eixo.

5.2.1.6 O ensaio deve ser efetuado no caso mais crítico considerando-se o projeto e a aplicação, dentro de uma mesma família de pára-choque traseiro. Considera-se como mais crítico aquele pára-choque que apresentar a maior distância entre o ponto P1 e a extremidade traseira da longarina (ponto B figura 2). Independentemente do resultado, o pára-choque traseiro ensaiado não deve ser reutilizado.

5.2.2 O Ensaio com o pára-choque instalado em dispositivo.

5.2.2.1 O dispositivo dever ser construído e fixado de maneira a suportar os requisitos do ensaio, não sofrendo deformação ou deslocamento.

5.2.2.2 O pára-choque deve ser instalado no dispositivo em posição equivalente à de trabalho.

5.2.2.3 Aplicam-se ao ensaio do pára-choque em dispositivo, os mesmos critérios de ensaio definidos no item 5.2.1.

5.3 Procedimento

Aplicar aos pontos P1, P2 e P3, uma força horizontal conforme descrito na Tabela 1 deste Anexo, porém, não excedendo a 100.000N nos pontos P1 e P3 e 150.000N no ponto P2.

TABELA 1 - APLICAÇÃO DE FORÇAS

Veículos de carga e rebocados Peso Bruto Total (kg)	Forças em P1 (kN)	Forças em P2 (kN)	Forças em P3 (kN)	Ordem de aplicação das forças
Acima de 4.600 até 6.500	50	75	50	P1, P3 e P2
Acima de 6.500 até 10.000	60	90	60	P1, P3 e P2
Acima de 10.000 até 23.500	80	120	80	P1, P3 e P2
Acima de 23.500	100	150	100	P1, P3 e P2

5.4. Resultados

O pára-choque deve ser avaliado por Instituição ou Entidade, que possua laboratório de ensaios, reconhecida pelo Órgão Máximo Executivo de Trânsito da União - DENATRAN, que emitirá Relatório Técnico de aprovação ou reprovação do pára-choque, contendo no mínimo os seguintes dados:

a. Nome do fabricante e instalador do pára-choque;

- b. Peso Bruto Total do veículo;
 - c. Valor das forças aplicadas nos pontos P1, P2 e P3;
 - d. Distância horizontal entre a face posterior do elemento horizontal do pára-choque nos pontos P1, P2 e P3 e o referencial no chassi na direção do último eixo do veículo após o ensaio.
 - e. Descrição do equipamento utilizado no ensaio.
6. Aceitação e Rejeição
- 6.1. Considera-se aprovado dimensionalmente o pára-choque que atender aos requisitos do item 4 e figuras.
 - 6.2. A deformação permanente máxima nos pontos P1, P2 e P3 não pode ser superior a 125 mm após o ensaio, em relação à posição original.
 - 6.3. Não serão aceitas trincas de soldas ou fraturas causadas pelo ensaio no conjunto pára-choque/chassi do veículo.
 - 6.4 Os pára-choques traseiros aprovados devem conter uma plaqueta de identificação, resistente ao tempo, contendo as seguintes informações:
 - a. Nome do fabricante;
 - b. N^o CNPJ do fabricante;
 - c. Número do relatório técnico de aprovação;
 - d. Instituição ou Entidade que emitiu o relatório técnico de aprovação.

Figura 1

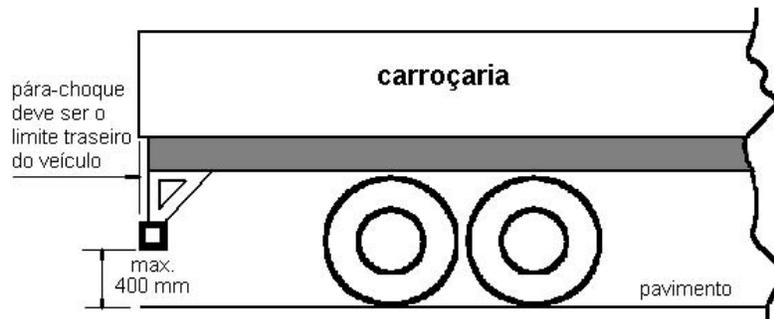


Figura 2

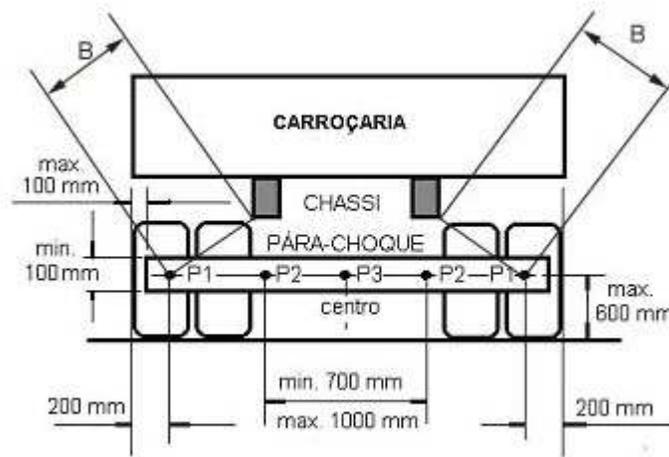


Figura 3

