

Márcio Schneider de Castro

**UMA PROPOSTA PARA MELHORIA DA  
SEGURANÇA DE VEÍCULOS URBANOS DE  
PEQUENO PORTE**

Florianópolis  
2014



Márcio Schneider de Castro

**UMA PROPOSTA PARA MELHORIA DA SEGURANÇA DE  
VEÍCULOS URBANOS DE PEQUENO PORTE**

Tese de doutorado submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do Grau de Doutor em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Edison da Rosa, Dr. Eng.

Florianópolis  
2014

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,  
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Castro, Márcio Schneider de

Uma proposta para melhoria da segurança de veículos  
urbanos de pequeno porte / Márcio Schneider de Castro ;  
orientador, Edison da Rosa - Florianópolis, SC, 2014.  
307 p.

Tese (doutorado) - Universidade Federal de Santa  
Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em  
Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Segurança automotiva. 3.  
Sistemas de retenção. 4. Flambagem dinâmica progressiva. 5.  
Compatibilidade em colisões. I. Rosa, Edison da. II.  
Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-  
Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

Márcio Schneider de Castro

**UMA PROPOSTA PARA MELHORIA DA SEGURANÇA DE  
VEÍCULOS URBANOS DE PEQUENO PORTE**

Esta Tese de doutorado foi julgada adequada para obtenção do Título de “Doutor em Engenharia”, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 20 de dezembro de 2014.



---

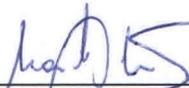
Armando Albertazzi Gonçalves Jr., Dr.Eng.  
Coordenador do Curso

**Banca Examinadora:**



---

Prof. Edison da Rosa, Dr.Eng.  
Orientador  
Universidade Federal de Santa Catarina



---

Prof. Marcílio Alves, D.Sc.  
Universidade de São Paulo



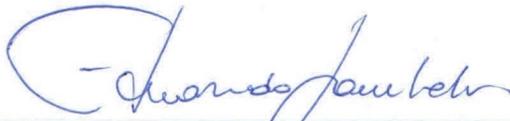
---

Prof.<sup>a</sup>. Larissa Driemeier, Dr. Eng.  
Universidade de São Paulo



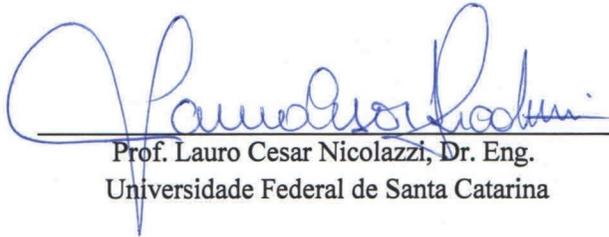
---

Prof.<sup>a</sup>. Lenise Grandó Goldner, Dr. Eng.  
Universidade Federal de Santa Catarina



---

Prof. Eduardo Alberto Fancello, D. Sc.  
Universidade Federal de Santa Catarina



---

Prof. Lauro Cesar Nicolazzi, Dr. Eng.  
Universidade Federal de Santa Catarina



---

Prof. Carlos Rodrigo de Mello Roesler, Dr. Eng.  
Universidade Federal de Santa Catarina

*“Ainda que eu andasse pelo vale da sombra da morte, não temeria mal algum, porque Tu estás comigo.” Sl. 23.4*



## DEDICATÓRIA

*Dedico primeiramente a Deus, por me dar forças nos momentos difíceis, por conceder tantas bênçãos ao longo da minha trajetória e por me dar pessoas tão queridas e tão importantes na minha vida. Ao meu grande pai, Mauro e em memória à minha querida mãe, Hilze, que sempre me apoiaram, estando distantes ou perto, com paciência e com muito amor, em todos os momentos da minha vida. Ao meu irmão Daniel e família, pela amizade e pelos conselhos. À Kelly, minha querida companheira, sempre presente e me apoiando em todos os momentos. E, também, a todos os amigos que se dedicaram de maneira sincera, a estar do meu lado, nos momentos difíceis ou de felicidade.*

*Ao Professor Edison da Rosa, pela amizade e pelos ensinamentos compartilhados;*

*Aos Professores: Márcilio Alves (GMSIE-USP), Lenise Grando Goldner (PPGEC-UFSC), Eduardo A. Fancello, Lauro C. Nicolazzi, Larissa Dreimeier (GMSIE-USP), Nestor Roqueiro (DAS-UFSC), Rodrigo de Souza Vieira, José Carlos Pereira e Carlos Rodrigo de Mello Roesler;*

*Ao Grupo de Análise e Projeto Mecânico – GRANTE-UFSC, pós-doutorandos, doutorandos, mestrandos e bolsistas pelo convívio, e ajuda. Entre eles:*

*Juliana Martins de Carvalho, Diego Amadeu, Armin Sonnenhohl, Henrique Oliveira, Nathan da Rosa e Otávio Teixeira;*

*Ao Grupo de Mecânica dos Sólidos e Impacto em Estruturas – GMSIE-USP, pós doutorandos, doutorandos, mestrandos, bolsistas e técnicos, pela disposição em me receber e dar todo suporte em minhas visitas à SP, além do apoio à distância, entre eles:*

*Anderson de Lima, Rafael Traldi Moura, Davi, Rafael Celeghini, Leonardo Mazzariol, Henrique e Wallace.*

*Ao Laboratório de Inovação – LI-UFSC, integrantes e colaboradores, entre eles: Bruno Leonardo Schneider, Herbert Trautwein e Alexandre Rafagnin;*

*Ao Laboratório de Engenharia Biomecânica - LEBm-UFSC, integrantes e colaboradores, entre eles: Françaò Horn, Patrícia Ortega Cubillos, Luiza, Arthur e Daniel.*

*Ao Andre e equipe da USIMAQ Metalúrgica, pelo apoio na fabricação dos corpos de prova experimentais.*

*Ao grupo Shalom – Emaús Florianópolis, pelas amizades e apoios;  
À Maria Emília de Oliveira, pela amizade e confiança;*

*À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior – CAPES e à Fundação de Amparo à Pesquisa e Extensão Universitária – FAPÉU, pelo apoio financeiro;*

*Ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, POSMEC, pela oportunidade de realização do trabalho.*

## RESUMO

Este trabalho apresenta o desenvolvimento de um sistema de absorção de impacto para a melhoria do nível de segurança de um veículo urbano de pequeno porte. Este veículo-conceito típico ocupa a metade da largura de um veículo convencional e é preferencialmente utilizado em sistema *carsharing*, de forma a estimular a redução do fluxo de tráfego nos centros das cidades. Deseja-se que o veículo proposto se posicione como uma opção melhor, em termos de segurança, às motocicletas, e de mobilidade, aos veículos de passeio, a partir da proposta de utilização apresentada.

Para tanto, o trabalho tem como foco a pesquisa e o projeto de um sistema de segurança suplementar para o citado veículo, de forma a aumentar o nível de proteção aos ocupantes em colisões frontais contra veículos maiores - uma condição de compatibilidade de colisões desfavorável ao veículo pequeno.

O Absorvedor Suplementar de Impacto - ASI tem como objetivo tornar uma colisão frontal menos severa para os ocupantes de um veículo urbano leve e de dimensões reduzidas. Através da deformação da estrutura, com colapso por flambagem dinâmica progressiva de tubos de alumínio de parede fina, o ASI permite um deslocamento longitudinal adicional aos ocupantes, absorvendo uma parcela da energia cinética durante a retenção dos mesmos aos assentos pelos cintos de segurança e *airbags*. Este sistema funciona como um limitador de carga adicional, reduzindo-se, assim, a severidade do impacto para a cabeça e peito dos ocupantes.

Foi realizado o desenvolvimento e avaliação do ASI, através de análises experimentais e numéricas de impacto dos tubos componentes do sistema e de simulações numéricas de impacto tipo *sled tests* de uma cabine modelada com *dummy*, assento, cinto de segurança e *airbag*, para avaliação da atuação do ASI na redução dos níveis de severidade em colisões.

A comparação de resultados numéricos e experimentais valida a simulação mais completa da cabine com *dummy* e demais componentes.

**Palavras-chave:** Segurança automotiva, Sistemas de retenção, Flambagem dinâmica progressiva, Compatibilidade em colisões.



## ABSTRACT

This work presents the development of a system for absorbing impact to improve the safety level of a small urban vehicle. This typical concept vehicle occupies half the width of a conventional vehicle and it is preferably used in carsharing system in order to stimulate the reduction of traffic flow in city centers. It is expected that the proposed vehicle reaches a position of better option in terms of security, in relation to the motorcycles, and in terms of mobility, in relation to vehicles, from the presented utilization proposal.

Therefore, this work focuses on the research and design of a supplemental safety system for the corresponding vehicle to increase the level of protection for the occupant in frontal crashes with larger vehicles - which it is a unfavorable crash compatibility condition to this small vehicle.

The Supplemental Impact Absorber - SIA aims to make the frontal impact less severe to the occupants of a small urban vehicle. Through the deformation of the seat fixation structure to the vehicle body, with a progressive dynamic buckling with thin-walled circular aluminum tubes, SIA allows an additional longitudinal displacement to the occupant, absorbing a portion of the kinetic energy while restraining the same to the seats by seatbelts and airbags. This system works as an additional load limiter, thereby reducing the impact severity to the occupants' head and chest.

The development and evaluation of the sia was performed through experimental and numerical analysis of the impact of the tubes that compose the system and numerical impact simulations using sled tests with a modeled cabin dummies, seat, seatbelt and airbag for evaluation of the performance of the SIA in reducing the severity collisions levels.

The comparison of numerical and experimental results validate the most complete simulation of the cabin with dummy and other components.

**Keywords: Automotive Safety, Restraint Systems, Dynamic Progressive Buckling, Crash Compatibility.**



## ÍNDICE DE ILUSTRAÇÕES

|  |    |
|--|----|
| Figura 1 - Estudo de design do mini veículo triciclo do LI.....  | 45 |
| Figura 2 - Esquema do veículo em estudo. ....  | 46 |
| Figura 3 – Estudo de design do interior do veículo em estudo. ....   | 46 |
| Figura 4 – Estudo de design do interior do veículo em estudo. ....   | 47 |
| Figura 5 – Smart ForTwo vs Mercedes Classe S - (Daimler AG, 2014).....   | 54 |
| Figura 6 – Probabilidade de lesões graves e fatais em motoristas de diversos tipos de veículos no Japão (Hollowell, 2012). ....                      | 55 |
| Figura 7 – Eficiência de retenção em teste FWRB a 55km/h (Hollowell, 2012). ....   | 57 |
| Figura 8 – Desaceleração do carro e do motorista <i>versus</i> tempo para minicarros e sedans pequenos - teste FWRB a 55km/h (Hollowell, 2012). .... | 58 |
| Figura 9 – Curva de Patrick (Selfert <i>et al</i> , 2002). ....  | 61 |
| Figura 10 – Correlação da resposta dinâmica dos ocupantes em função da escala abreviada de lesões (Hollowell, 1985). ....                            | 62 |
| Figura 11 – Cinto de segurança de três pontos com pré-tensionador (Auto Prùhonic - Volvo, 2014). ....  | 68 |
| Figura 12 – Ação do pré-tensionador (Toyota, 2014). ....   | 70 |
| Figura 13 – Pré-tensionador do retrator. ....  | 70 |
| Figura 14 – Pré-tensionador do fecho - (ARS, NHTSA, 2013). ....  | 71 |
| Figura 15 – Cinto de segurança motorizado (Takata, 2014). ....   | 72 |
| Figura 16 – Ação do limitador de carga - Toyota 2014. ....   | 72 |
| Figura 17 - Operação do IEA em função da carga e do tempo e disparo (ARS, NHTSA, 2013). ....   | 73 |
| Figura 18 - Fivela com travamento dinâmico – (ARS, NHTSA, 2013). ....  | 74 |
| Figura 19 - <i>Airbag</i> em funcionamento (www.240km.com, 2014). ....   | 75 |
| Figura 20 - <i>Airbags</i> laterais em funcionamento (Danawa - Volvo, 2014). .   | 75 |
| Figura 22 – Assento com rampa motorizada - <i>Motorized Seat Ramp</i> (NHTSA, D. O. T., 2013). ....  | 78 |
| Figura 21 – Teste de encosto de cabeça ( <i>whiplash</i> ) do EuroNCAP (EuroNCAP, 2014).....   | 78 |
| Figura 23 – Evolução do desempenho global em impacto frontal de um veículo médio (EuroNCAP, 2014). ....  | 79 |
| Figura 24 - Esquema de classificação de severidade de lesões do EuroNCAP/LatinNCAP (EuroNCAP, 2014). ....  | 81 |
| Figura 25 - Resumo dos tipos de <i>dummies</i> atuais (CARHS.de, 2014). ....   | 82 |
| Figura 26 - Aplicação dos <i>dummies</i> por tipo de aplicação em <i>crash tests</i> (CARHS.de, 2014). ....  | 83 |
| Figura 27 - <i>Sled test</i> utilizado pela VWB (Bugelli, 2005). ....  | 85 |
| Figura 28 - Detalhe do sistema de parada do <i>Sled test</i> utilizado pela VWB (Bugelli, 2005). ....  | 86 |
| Figura 29 - <i>Sled test</i> com reprodução do efeito pitching (Instron, 2014). ....   | 86 |

|  |     |
|--|-----|
| Figura 30 - Inversão de cones truncados de parede fina (adaptado de Aljawi e Alghamdi, 2000).....  | 91  |
| Figura 31 - Inversão de tubos – dobramento para fora por carregamento axial (adaptado de Reid, 1993).....  | 94  |
| Figura 32 - <i>Splitting</i> de tubos por carregamento axial (adaptado de Reid, 1993). .....   | 96  |
| Figura 33 - Carregamento lateral pontual de tubos simplesmente apoiados (adaptado de Thomas <i>et al</i> , 1976). .....  | 97  |
| Figura 34 - Esmagamento lateral de tubos entre duas placas planas (adaptado de Wu e Carney, 1997). .....   | 99  |
| Figura 35 - Influência da velocidade no modo de flambagem de tubos circulares para uma massa de impacto de 120kg (Karagiozova <i>et al</i> , 2000). .....                  | 101 |
| Figura 36 - Influência da massa de impacto no modo de flambagem de um tubo de alumínio de 1”x1,65mm (Karagiozova <i>et al</i> , 2000). .....                               | 102 |
| Figura 37 - Dobras axissimétricas para diferentes combinações de massa e velocidade de impacto para um valor de energia constante (Karagiozova <i>et al</i> , 2000). ..... | 104 |
| Figura 38 - Variação da força média de amassamento pela massa de impacto (Karagiozova <i>et al</i> , 2000). .....  | 105 |
| Figura 39 - Gráfico experimental Força x Deslocamento, $P_m$ é a carga média (Jones, 2012).....  | 106 |
| Figura 40 - (a) Geometria do tubo cilíndrico (b). Princípio da formação de rótulas plásticas (Jones, 2012). .....  | 108 |
| Figura 41 - Modelo utilizado por Abramowicz (Abramowicz e Jones, 1986). .....  | 112 |
| Figura 42 - ASI - Absorvedor Suplementar de Impacto.....   | 117 |
| Figura 43 – Estrutura principal, bancos e ASI.....   | 118 |
| Figura 44 - (Visão geral do conjunto banco/ASI, com cinto de segurança de três pontos fixado no banco). .....  | 118 |
| Figura 45 - (Vista lateral mostrando: carroceria, ASI, banco, ocupante e <i>airbag</i> frontal). .....   | 119 |
| Figura 46 - (Vista frontal do conjunto banco/ASI/ocupante). .....  | 119 |
| Figura 47 - (Vista explodida do ASI, apresentando os principais componentes do mesmo). .....   | 121 |
| Figura 48 – Dimensões principais dos corpos de prova. ....   | 124 |
| Figura 49 - Corpos de prova antes do ensaio de tração. ....  | 124 |
| Figura 50 - Ensaio de tração. ....   | 125 |
| Figura 51 - Corpos de prova após o ensaio de tração. ....  | 125 |
| Figura 52 - Curvas tensão-deformação dos corpos de prova ensaiados. ...  | 126 |
| Figura 53 - Corpos de prova antes do ensaio de impacto. ....   | 128 |
| Figura 54 - Vista do topo do martelo de queda livre. ....  | 130 |
| Figura 55 - Detalhe do laser. ....   | 130 |

|   |     |
|---|-----|
| Figura 56 - Sistemas de controle do conjunto de filmagem de alta velocidade e de aquisição do laser. .... | 131 |
| Figura 57 - Vista da preparação do ensaio. ....   | 131 |
| Figura 58 - <i>Frame</i> extraído do vídeo de alta velocidade do ensaio - CP8. ....                       | 132 |
| Figura 59 - Corpo de prova após ensaio. ....  | 133 |
| Figura 60 - Corpos de prova cortados. ....  | 133 |
| Figura 61 - Corpos de prova embutidos em resina para avaliação da deformada. ....                         | 134 |
| Figura 62 - Corpos de prova embutidos em resina para avaliação metalográfica. ....                        | 134 |
| Figura 63 - Simulação 1 tubo. ....  | 137 |
| Figura 64 - Simulação tubo com IF por rebaixo leve (adaptado de Maghami, 2013). ....                      | 139 |
| Figura 65 - Geometria do IF por rebaixo profundo. ....  | 140 |
| Figura 66 - Detalhe da malha utilizada - IF por rebaixo profundo. ....                                    | 141 |
| Figura 67 - Geometria e localização dos furos de IF circulares. ....                                      | 141 |
| Figura 68 - Geometria e localização dos furos de IF quadrados. ....                                       | 142 |
| Figura 69 - Modelo da placa superior do ASI. ....   | 143 |
| Figura 70 - Modelo da placa superior do ASI. ....   | 143 |
| Figura 71 - Modelo da placa inferior do ASI. ....   | 143 |
| Figura 72 - Modelo da placa inferior do ASI. ....   | 144 |
| Figura 73 - Curvas de carregamento utilizadas – LS-DYNA e Toyota Yaris 2010. ....                         | 145 |
| Figura 74 - Modelo utilizado para curva de carregamento - Toyota Yaris 2010 - (NCAC, 2014). ....          | 146 |
| Figura 75 - Curvas de carregamento Toyota Yaris 2010 - (NCAC, 2014). ....                                 | 146 |
| Figura 76 - Modelo <i>sled test</i> virtual com ASI. ....   | 147 |
| Figura 77 - c88t1,00v4 malha 0,25mm. ....   | 150 |
| Figura 78 - Força vs deslocamento c88t1,00v4 malha 0,25mm. ....   | 150 |
| Figura 79 - Aceleração vs tempo c88t1,00v4 malha 0,25mm. ....   | 151 |
| Figura 80 - Deslocamento e velocidade vs tempo c88t1,00v4 malha 0,25mm. ....                              | 151 |
| Figura 81 - c88t1,50v5malha 0,25mm. ....  | 152 |
| Figura 82 - Força vs deslocamento c88t1,50v5malha 0,25mm. ....  | 152 |
| Figura 83 - Aceleração vs tempo c88t1,50v5malha 0,25mm. ....  | 153 |
| Figura 84 - Deslocamento e velocidade vs tempo c88t1,50v5malha 0,25mm. ....                               | 153 |
| Figura 85 - c108t1,00v5 malha 0,30mm. ....  | 154 |
| Figura 86 - Força vs deslocamento c108t1,00v5 malha 0,30mm. ....  | 154 |
| Figura 87 - Aceleração vs tempo c108t1,00v5 malha 0,30mm. ....  | 155 |
| Figura 88 - Deslocamento e velocidade vs tempo c108t1,00v5 malha 0,30mm. ....                             | 155 |

|  |     |
|--|-----|
| Figura 89 - c108t1,50v6 malha 0,30mm. ....                                   | 156 |
| Figura 90 - Força vs deslocamento c108t1,50v6 malha 0,30mm. ....             | 156 |
| Figura 91 - Aceleração vs tempo c108t1,50v6 malha 0,30mm. ....               | 157 |
| Figura 92 - Deslocamento e velocidade vs tempo c108t1,50v6 malha 0,30mm..... | 157 |
| Figura 93 - Deslocamento vs tempo.....                                       | 159 |
| Figura 94 - Velocidade vs tempo.....   | 159 |
| Figura 95 - Aceleração vs tempo.....   | 160 |
| Figura 96 - Força vs deslocamento.....                                       | 160 |
| Figura 97 - Deslocamento vs tempo.....                                       | 161 |
| Figura 98 - Velocidade vs tempo.....   | 161 |
| Figura 99 - Aceleração vs tempo.....   | 162 |
| Figura 100 - Força vs deslocamento.....                                      | 162 |
| Figura 101 - Deslocamento vs tempo.....                                      | 163 |
| Figura 102 - Velocidade vs tempo.....  | 163 |
| Figura 103 - Aceleração vs tempo.....  | 164 |
| Figura 104 - Força vs deslocamento.....                                      | 164 |
| Figura 105 - Deslocamento vs tempo.....                                      | 165 |
| Figura 106 - Velocidade vs tempo.....  | 165 |
| Figura 107 - Aceleração vs tempo.....  | 166 |
| Figura 108 - Força vs deslocamento.....                                      | 166 |
| Figura 109 - CP 01 e 02 após ensaio. ....                                    | 167 |
| Figura 110 - CP 02 e 04 após ensaio. ....                                    | 167 |
| Figura 111 - Força vs deslocamento.....                                      | 168 |
| Figura 112 - Aceleração vs tempo.....  | 169 |
| Figura 113 - Deslocamento vs tempo.....                                      | 169 |
| Figura 114 - Velocidade vs tempo.....  | 170 |
| Figura 115 - Deformada experimental e numérica dos tubos.....                | 170 |
| Figura 116 - Força vs deslocamento.....                                      | 171 |
| Figura 117 - Aceleração vs tempo.....  | 171 |
| Figura 118 - Deslocamento vs tempo.....                                      | 172 |
| Figura 119 - Velocidade vs tempo.....  | 172 |
| Figura 120 - Deformada experimental e numérica dos tubos.....                | 173 |
| Figura 121 - Força vs deslocamento.....                                      | 173 |
| Figura 122 - Aceleração vs tempo.....  | 174 |
| Figura 123 - Deslocamento vs tempo.....                                      | 174 |
| Figura 124 - Velocidade vs tempo.....  | 175 |
| Figura 125 - Deformada experimental e numérica dos tubos.....                | 175 |
| Figura 126 - Força vs deslocamento.....                                      | 176 |
| Figura 127 - Aceleração vs tempo.....  | 176 |
| Figura 128 - Deslocamento vs tempo.....                                      | 177 |
| Figura 129 - Velocidade vs tempo.....  | 177 |
| Figura 130 - Deformada experimental e numérica dos tubos.....                | 178 |

|  |     |
|--|-----|
| Figura 131 - Deformada experimental - tipo 1.....                            | 179 |
| Figura 132 - Deformada numérica - tipo 1.....                                | 179 |
| Figura 133 - Deformada experimental - tipo 1.....                            | 180 |
| Figura 134 - Deformada numérica - tipo 2.....                                | 180 |
| Figura 135 - Deformada experimental - tipo 3.....                            | 181 |
| Figura 136 - Deformada numérica - tipo 3.....                                | 181 |
| Figura 137 - Deformada experimental - tipo 4.....                            | 182 |
| Figura 138 - Deformada numérica - tipo 4.....                                | 182 |
| Figura 139 - Tubo com IF por rebaixo profundo- detalhe da malha. ....        | 183 |
| Figura 140 - Tubo com IF por rebaixo profundo-deslocamento máximo em x. .... | 183 |
| Figura 141 - Tubo com IF por rebaixo leve - detalhe da malha. ....           | 184 |
| Figura 142 - Tubo com IF por rebaixo leve – desloc. max. em x.....           | 184 |
| Figura 143 - Força vs deslocamento. ....                                     | 185 |
| Figura 144 - Aceleração vs tempo.....  | 185 |
| Figura 145 - Deslocamento vs tempo.....                                      | 186 |
| Figura 146 - Velocidade vs tempo. ....                                       | 186 |
| Figura 147 - Tubo com IF por furos circulares - detalhe da malha. ....       | 187 |
| Figura 148 - Tubo com IF por furos circulares - desloc. max. em x. ....      | 187 |
| Figura 149 - Tubo com IF por furos quadrados - detalhe da malha. ....        | 188 |
| Figura 150 - Tubo com IF por furos quadrados - desloc. max. em x. ....       | 188 |
| Figura 151 - Força vs deslocamento. ....                                     | 189 |
| Figura 152 - Aceleração vs tempo.....  | 189 |
| Figura 153 - Velocidade vs tempo. ....                                       | 190 |
| Figura 154 - Deslocamento vs tempo.....                                      | 190 |
| Figura 155 - <i>Sled test</i> sem ASI – curva LS-DYNA. ....                  | 191 |
| Figura 156 - <i>Sled test</i> sem ASI – HIC <sub>15</sub> .....              | 191 |
| Figura 157 - <i>Sled test</i> com ASI – HIC <sub>36</sub> . ....             | 192 |
| Figura 158 - <i>Sled test</i> sem ASI – CSI.....                             | 192 |
| Figura 159 - <i>Sled test</i> com ASI – Curva LS-DYNA. ....                  | 193 |
| Figura 160 - <i>Sled test</i> com ASI – HIC <sub>15</sub> . ....             | 194 |
| Figura 161 - <i>Sled test</i> com ASI – HIC <sub>36</sub> . ....             | 194 |
| Figura 162 - <i>Sled test</i> com ASI - CSI.....                             | 194 |
| Figura 163 - <i>Sled test</i> sem ASI – HIC <sub>15</sub> .....              | 195 |
| Figura 164 - <i>Sled test</i> sem ASI – HIC <sub>36</sub> .....              | 195 |
| Figura 165 - <i>Sled test</i> sem ASI – CSI.....                             | 196 |
| Figura 166 - <i>Sled test</i> com ASI – Curva Yaris. ....                    | 196 |
| Figura 167 - <i>Sled test</i> com ASI – HIC <sub>15</sub> . ....             | 197 |
| Figura 168 - <i>Sled test</i> com ASI – HIC <sub>36</sub> . ....             | 197 |
| Figura 169 - <i>Sled test</i> com ASI – CSI. ....                            | 197 |
| Figura 170 - <i>Sled test</i> com ASI – HIC <sub>15</sub> . ....             | 198 |
| Figura 171 - <i>Sled test</i> com ASI – HIC <sub>36</sub> . ....             | 198 |
| Figura 172 - <i>Sled test</i> com ASI – CSI. ....                            | 198 |

|   |     |
|---|-----|
| Figura 173 - <i>Sled test</i> com ASI – HIC <sub>15</sub> .....               | 199 |
| Figura 174 - <i>Sled test</i> com ASI – HIC <sub>36</sub> .....               | 199 |
| Figura 175 - <i>Sled test</i> com ASI – CSI. ....                             | 199 |
| Figura 176 - <i>Sled test</i> com ASI – HIC <sub>15</sub> .....               | 200 |
| Figura 177 - <i>Sled test</i> com ASI – HIC <sub>36</sub> .....               | 200 |
| Figura 178 - <i>Sled test</i> com ASI – CSI. ....                             | 200 |
| Figura 179 - <i>Sled test</i> com ASI. – HIC <sub>15</sub> .....              | 201 |
| Figura 180 - <i>Sled test</i> com ASI – HIC <sub>36</sub> .....               | 201 |
| Figura 181 - <i>Sled test</i> com ASI – CSI. ....                             | 202 |
| Figura 182 – Relação taxa de fluxo-impedância. ....                           | 225 |
| Figura 183 – PCE em função de <i>rickshaws</i> e <i>auto-rickshaws</i> . .... | 226 |
| Figura 184 - CP 01 após ensaio.....   | 236 |
| Figura 185 - Curva aceleração vs. tempo - CP 01. ....                         | 236 |
| Figura 186 - Curva deslocamento e velocidade vs. tempo - CP 01. ....          | 237 |
| Figura 187 - Curva força vs. deslocamento - CP 01.....                        | 237 |
| Figura 188 - CP 02 após ensaio.....   | 238 |
| Figura 189 - Curva aceleração vs. tempo e foto pós-ensaio- CP 02. ....        | 238 |
| Figura 190 - Curva deslocamento e velocidade vs. tempo - CP 02. ....          | 239 |
| Figura 191 - Curva força vs. deslocamento - CP 02.....                        | 239 |
| Figura 192 - CP 03 após ensaio.....   | 240 |
| Figura 193 - Curva aceleração vs. tempo - CP 03.....                          | 240 |
| Figura 194 - Curva deslocamento e velocidade vs. tempo - CP 03. ....          | 241 |
| Figura 195 - Curva força vs. deslocamento - CP 03.....                        | 241 |
| Figura 196 - CP 04 após ensaio.....   | 242 |
| Figura 197 - Curva aceleração vs. tempo - CP 04. ....                         | 242 |
| Figura 198 - Curva deslocamento e velocidade vs. tempo - CP 04. ....          | 243 |
| Figura 199 - Curva força vs. deslocamento - CP 04.....                        | 243 |
| Figura 200 - CP 05 após ensaio.....   | 244 |
| Figura 201 - Curva aceleração vs. tempo - CP 05. ....                         | 244 |
| Figura 202 Curva deslocamento e velocidade vs. tempo - CP 05. ....            | 245 |
| Figura 203 - Curva força vs. deslocamento - CP 05.....                        | 245 |
| Figura 204 - CP 06 após ensaio.....   | 246 |
| Figura 205 - Curva aceleração vs. tempo - CP 06. ....                         | 246 |
| Figura 206 - Curva deslocamento e velocidade vs. tempo - CP 06. ....          | 247 |
| Figura 207 - Curva força vs. deslocamento - CP 06.....                        | 247 |
| Figura 208 - CP 07 após ensaio.....   | 248 |
| Figura 209 - Curva aceleração vs. tempo - CP 07. ....                         | 248 |
| Figura 210 - Curva deslocamento e velocidade vs. tempo - CP 07. ....          | 249 |
| Figura 211 - Curva força vs. deslocamento - CP 07.....                        | 249 |
| Figura 212 - CP 08 após ensaio.....   | 250 |
| Figura 213 - Curva aceleração vs. tempo - CP 08. ....                         | 250 |
| Figura 214 - Curva deslocamento e velocidade vs. tempo - CP 08. ....          | 251 |
| Figura 215 - Curva força vs. deslocamento - CP 08.....                        | 251 |

|   |     |
|---|-----|
| Figura 216 - CP 09 após ensaio.....                                   | 252 |
| Figura 217 - Curva aceleração vs. tempo - CP 09.....                  | 252 |
| Figura 218 - Curva deslocamento e velocidade vs. tempo - CP 09.....   | 253 |
| Figura 219 - Curva força vs. deslocamento - CP 09. ....               | 253 |
| Figura 220 - CP 10 após ensaio.....                                   | 254 |
| Figura 221 - Curva aceleração vs. tempo - CP 10.....                  | 254 |
| Figura 222 - Curva deslocamento e velocidade vs. tempo - CP 10.....   | 255 |
| Figura 223 - Curva força vs. deslocamento - CP 10. ....               | 255 |
| Figura 224 - CP 11 após ensaio.....                                   | 256 |
| Figura 225 - Curva aceleração vs. tempo - CP 11.....                  | 257 |
| Figura 226 - Curva deslocamento e velocidade vs. tempo - CP 11.....   | 257 |
| Figura 227 - Curva força vs. deslocamento - CP 11. ....               | 257 |
| Figura 228 - CP 12 após ensaio.....                                   | 258 |
| Figura 229 - Curva aceleração vs. tempo - CP 12.....                  | 258 |
| Figura 230 - Curva deslocamento e velocidade vs. tempo - CP 12.....   | 259 |
| Figura 231 - Curva força vs. deslocamento - CP 12. ....               | 259 |
| Figura 232 - CP 13 após ensaio.....                                   | 260 |
| Figura 233 - CP 14 após ensaio.....                                   | 261 |
| Figura 234 - Curva aceleração vs. tempo - CP 14.....                  | 261 |
| Figura 235 - Curva deslocamento e velocidade vs. tempo - CP 14.....   | 262 |
| Figura 236 - Curva força vs. deslocamento - CP 14. ....               | 262 |
| Figura 237 - CP 15 após ensaio.....                                   | 263 |
| Figura 238 - Curva aceleração vs. tempo - CP 15.....                  | 263 |
| Figura 239 - Curvas deslocamento e velocidade vs. tempo - CP 15. .... | 264 |
| Figura 240 - Curva força vs. deslocamento - CP 15. ....               | 264 |
| Figura 241 - CP 16 após ensaio.....                                   | 265 |
| Figura 242 - Curva aceleração vs. tempo - CP 16.....                  | 265 |
| Figura 243 - Curvas deslocamento e velocidade vs. tempo - CP 16. .... | 266 |
| Figura 244 - Curva força vs. deslocamento - CP 16. ....               | 266 |
| Figura 245 - CP 17 após ensaio.....                                   | 267 |
| Figura 246 - Curva aceleração vs. tempo - CP 17.....                  | 267 |
| Figura 247 - Curvas deslocamento e velocidade vs. tempo - CP 17. .... | 268 |
| Figura 248 - Curva força vs. deslocamento - CP 17. ....               | 268 |
| Figura 249 - CP 18 após ensaio.....                                   | 269 |
| Figura 250 - Curva aceleração vs. tempo - CP 18.....                  | 269 |
| Figura 251 - Curvas deslocamento e velocidade vs. tempo - CP 18. .... | 270 |
| Figura 252 - Curva força vs. deslocamento - CP 18. ....               | 270 |
| Figura 253 - CP 19 após ensaio.....                                   | 271 |
| Figura 254 - Curva aceleração vs. tempo - CP 19.....                  | 271 |
| Figura 255 - Curvas deslocamento e velocidade vs. tempo - CP 19. .... | 272 |
| Figura 256 - Curva força vs. deslocamento - CP 19. ....               | 272 |
| Figura 257 - CP 20 após ensaio.....                                   | 273 |
| Figura 258 - Curva aceleração vs. tempo - CP 20.....                  | 273 |

|   |     |
|---|-----|
| Figura 259 - Curvas deslocamento e velocidade vs. tempo - CP 20. .... | 274 |
| Figura 260 - Curva força vs. deslocamento - CP 20.....                | 274 |
| Figura 261 - Corpo de prova 13 – dobra 1 região externa.....          | 276 |
| Figura 262 - Corpo de prova 13 – dobra 1 região central.....          | 276 |
| Figura 263 - Corpo de prova 13 – dobra 1 região interna. ....         | 277 |
| Figura 264 - Corpo de prova 13 – dobra 2 região externa.....          | 277 |
| Figura 265 - Corpo de prova 13 – dobra 2 região central.....          | 278 |
| Figura 266 - Corpo de prova 13 – dobra 2 região interna. ....         | 278 |
| Figura 267 - Corpo de prova 13 – dobra 3 região externa.....          | 279 |
| Figura 268 - Corpo de prova 13 – dobra 3 região central.....          | 279 |
| Figura 269 - Corpo de prova 13 – dobra 4 região externa.....          | 280 |
| Figura 270 - Corpo de prova 13 – dobra 4 região central.....          | 280 |
| Figura 271 - Corpo de prova 13 – dobra 4 região interna. ....         | 281 |
| Figura 272 - Corpo de prova 13 – dobra 5 região externa.....          | 281 |
| Figura 273 - Corpo de prova 13 – dobra 5 região central.....          | 282 |
| Figura 274 - Corpo de prova 13 – dobra 5 região interna. ....         | 282 |
| Figura 275 - Corpo de prova 20 – dobra 1 região externa.....          | 283 |
| Figura 276 - Corpo de prova 20 – dobra 1 região central.....          | 283 |
| Figura 277 - Corpo de prova 20 – dobra 1 região interna. ....         | 284 |
| Figura 278 - Corpo de prova 20 – dobra 2 região externa.....          | 284 |
| Figura 279 - Corpo de prova 20 – dobra 2 região central.....          | 285 |
| Figura 280 - Corpo de prova 20 – dobra 2 região interna. ....         | 285 |
| Figura 281 - Corpo de prova 20 – dobra 3 região externa.....          | 286 |
| Figura 282 - Corpo de prova 20 – dobra 3 região central.....          | 286 |
| Figura 283 - Corpo de prova 20 – dobra 3 região interna. ....         | 287 |
| Figura 284 - Corpo de prova 20 – dobra 4 região externa.....          | 287 |
| Figura 285 - Corpo de prova 20 – dobra 4 região central.....          | 288 |
| Figura 286 - Corpo de prova 20 – dobra 4 região interna. ....         | 288 |
| Figura 287 - Corpo de prova 20 – dobra 5 região externa.....          | 289 |
| Figura 288 - Corpo de prova 20 – dobra 5 região central.....          | 289 |
| Figura 289 - Corpo de prova 20 – dobra 5 região interna. ....         | 290 |
| Figura 290 - C88 V4 elemento 0,60mm.....                              | 292 |
| Figura 291 - C88 V4 elemento 0,44mm.....                              | 292 |
| Figura 292 - C88 V4 elemento 0,31mm.....                              | 293 |
| Figura 293 - C88 V4 elemento 0,25mm.....                              | 293 |
| Figura 294 - C88 V5 elemento 0,60mm.....                              | 293 |
| Figura 295 - C88 V5 elemento 0,44mm.....                              | 294 |
| Figura 296 - C88 V5 elemento 0,31mm.....                              | 294 |
| Figura 297 - C88 V5 elemento 0,25mm.....                              | 294 |
| Figura 298 - C108 V5 elemento 0,60mm.....                             | 295 |
| Figura 299 - C108 V5 elemento 0,43mm.....                             | 295 |
| Figura 300 - C108 V5 elemento 0,30mm.....                             | 295 |
| Figura 301 - C108 V6 elemento 0,60mm.....                             | 296 |

|   |     |
|---|-----|
| Figura 302 - C108 V6 elemento 0,43mm.....                       | 296 |
| Figura 303 - C108 V6 elemento 0,30mm.....                       | 296 |
| Figura 304 - C88 V4 elemento 0,60mm.....                        | 297 |
| Figura 305 - C88 V4 elemento 0,44mm.....                        | 297 |
| Figura 306 - C88 V4 elemento 0,31mm.....                        | 297 |
| Figura 307 - C88 V4 elemento 0,25mm.....                        | 298 |
| Figura 308 - C88 V5 elemento 0,60mm.....                        | 298 |
| Figura 309 - C88 V5 elemento 0,44mm.....                        | 298 |
| Figura 310 - C88 V5 elemento 0,31mm.....                        | 299 |
| Figura 311 - C88 V5 elemento 0,25mm.....                        | 299 |
| Figura 312 - C108 V5 elemento 0,60mm.....                       | 299 |
| Figura 313 - C108 V5 elemento 0,43mm.....                       | 300 |
| Figura 314 - C108 V5 elemento 0,30mm.....                       | 300 |
| Figura 315 - C108 V6 elemento 0,60mm.....                       | 300 |
| Figura 316 - C108 V6 elemento 0,43mm.....                       | 301 |
| Figura 317 - C108 V6 elemento 0,30mm.....                       | 301 |
| Figura 318 - Esquema de testes de segurança automotiva. ....    | 306 |
| Figura 319 - Esquema de testes de segurança automotiva. ....    | 307 |
| Figura 320 - Esquema de testes de segurança automotiva. ....    | 308 |
| Figura 321 - Esquema do equipamento da <i>Via System</i> . .... | 310 |



## INDICE DE TABELAS

|   |     |
|---|-----|
| Tabela 1 - Eficiência energética dos modos de transporte urbano. ....   | 35  |
| Tabela 2 - Os dados de massa e deformação de veículos de vários tamanhos.<br>.....  | 51  |
| Tabela 3 - Classificação de gravidade AIS (Selfert <i>et al.</i> , 2002) .....  | 59  |
| Tabela 4 – Custo total de acidente em função de AIS (Hollowell, 1985). ..   | 63  |
| Tabela 5 - Limite superior de desempenho – cabeça. ....   | 63  |
| Tabela 6 - Limite inferior de desempenho – cabeça. ....   | 63  |
| Tabela 7 - Limite inferior de desempenho – cabeça (sem <i>airbag</i> ). ....  | 63  |
| Tabela 8 - Limite superior de desempenho – cabeça (sem <i>airbag</i> ). ....  | 64  |
| Tabela 9 - Limite inferior de desempenho – cabeça (sem <i>airbag</i> ). ....  | 64  |
| Tabela 10 - Limite superior de desempenho – pescoço. ....   | 64  |
| Tabela 11 - Limite inferior de desempenho – pescoço. ....   | 65  |
| Tabela 12 - Limite superior de desempenho – peito. ....   | 65  |
| Tabela 13 - Limite inferior de desempenho – peito. ....   | 65  |
| Tabela 14 - Valores toleráveis para coluna cervical. ....   | 65  |
| Tabela 15 - Limite superior de desempenho – fêmur e região pélvica. ....  | 66  |
| Tabela 16 - Limite inferior de desempenho – fêmur e região pélvica. ....  | 66  |
| Tabela 17 - Limite superior de desempenho – tibia. ....   | 66  |
| Tabela 18 - Limite inferior de desempenho – tibia. ....   | 66  |
| Tabela 19 - Limite superior de desempenho – pés/tornozelos. ....  | 67  |
| Tabela 20 - Limite inferior de desempenho – pés/tornozelos. ....  | 67  |
| Tabela 21 - Projeção de funcionamento do <i>airbag</i> frontal. ....  | 76  |
| Tabela 22 - Medição dos CPs antes dos ensaios. ....   | 126 |
| Tabela 23 - Medição dos CPs antes dos ensaios. ....   | 127 |
| Tabela 24 - Velocidade de impacto dos ensaios. ....   | 129 |
| Tabela 25 – Tipos de modelos, CPs de referência e velocidades<br>consideradas. ....   | 138 |
| Tabela 26 – Propriedades do material dos tubos para comparação<br>experimental-numérica. ....   | 138 |
| Tabela 27 – Tamanho de elemento e número total de elementos. ....   | 138 |
| Tabela 28 – Variação do deslocamento máximo em função do tamanho de<br>elemento e da influência da sensibilidade do material à taxa de deformação.<br>..... | 158 |
| Tabela 29 – Avaliação do ASI, redução percentual dos valores de HIC e<br>CSI. ....  | 202 |
| Tabela 30 – Pesquisa de anterioridade de patentes e artigos. ....   | 228 |
| Tabela 31 - Relação de normas automotiva nacionais e internacionais. ...  | 302 |
| Tabela 32 Mapa CAIS 85 de lesões resumido. ....   | 304 |
| Tabela 33 - Dados de operação da linha <i>Via Systems</i> . ....  | 311 |
| Tabela 34 - Dados de operação da linha <i>HYGE</i> . ....   | 311 |



## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

|             |  |
|-------------|--|
| ABNT        | Associação Brasileira de Normas Técnicas                         |
| ACEA        | <i>European Automobile Manufacturers' Association</i>            |
| ADAC        | <i>Allgemeiner Deutscher Automobil-Club</i>                      |
| ANCAP       | <i>Australasian New Car Assessment Program</i>                   |
| Asean NCAP  | <i>New Car Assessment Program for Southeast Asia</i>             |
| C-NCAP      | <i>Chinese New Car Assessment Programme</i>                      |
| CFR         | <i>Code of Federal Regulations</i>                               |
| CONTRAN     | Conselho Nacional de Trânsito                                    |
| CONAMA      | Conselho Nacional do Meio Ambiente                               |
| DENATRAN    | Departamento Nacional de Trânsito                                |
| DIT         | Departamento de Inovação Tecnológica                             |
| ECE         | <i>Economic Commission for Europe</i>                            |
| ECS         | <i>European Car Sharing</i>                                      |
| EEC         | <i>European Economic Community</i>                               |
| EEVC        | <i>European Electric Vehicle Congress</i>                        |
| EuroNCAP    | <i>European New Car Assessment Programme</i>                     |
| FAPEU       | Fundação de Amparo à Pesquisa e Extensão Universitária           |
| FEESC       | Fundação de Ensino e Engenharia de Santa Catarina                |
| FIAT        | <i>Fabbrica Italiana Automobili Torino</i>                       |
| FINEP       | Financiadora de Estudos e Projetos                               |
| FMVSS       | <i>Federal Motor Vehicle Safety Standard</i>                     |
| Global NCAP | <i>Global New Car Assessment Program</i>                         |
| GMSIE       | Grupo de Mecânica dos Sólidos e Impacto em Estruturas            |
| GRANTE      | Grupo de Análise e Projeto Mecânico                              |
| IIHS        | <i>Insurance Institute for Highway Safety</i>                    |
| ISO         | <i>International Organization for Standardization</i>            |
| IST         | <i>Instron Structural Testing Systems Products</i>               |
| ITARDA      | <i>Institute for Traffic Accident Research and Data Analysis</i> |
| JNCAP       | <i>Japan New Car Assessment Programme</i>                        |
| KNCAP       | <i>Korean New Car Assessment Programme</i>                       |
| Latin NCAP  | <i>Latin New Car Assessment Programme</i>                        |
| LI          | Laboratório de Inovação  |
| LSTC        | <i>Livermore Software Technology Corporation</i>                 |
| NCAC        | <i>National Crash Analysis Center</i>                            |
| NHTSA       | <i>National Highway Traffic Safety Administration</i>            |
| SAE         | <i>Society of Automotive Engineers</i>                           |
| UFSC        | Universidade Federal de Santa Catarina                           |
| US NCAP     | <i>US New Car Assessment Programme</i>                           |
| VWB         | Volkswagen do Brasil   |

|         |   |
|---------|---|
| ABS     | <i>Anti-lock Brake System</i>               |
| AIS     | <i>Abbreviated Injury Scale</i>             |
| ANOVA   | <i>Análise de Variância</i>                 |
| ARS     | <i>Advanced Restraint Systems</i>           |
| ASI     | <i>Absorvedor Suplementar de Impacto</i>    |
| ATD     | <i>Anthropomorphic Test Devices</i>         |
| CAIS    | <i>Condensed Abbreviated Injury Scale</i>   |
| CSI     | <i>Chest Severity Index</i>                 |
| DLT     | <i>Dynamic Locking Tongue</i>               |
| ESC/ESP | <i>Electronic Stability Control/Program</i> |
| FEM     | <i>Finite Element Method</i>                |
| FWRB    | <i>Full-Width Rigid Barrier</i>             |
| FWDB    | <i>Full-Width Deformable Barrier</i>        |
| HIC     | <i>Head Injury Criterion</i>                |
| IEA     | <i>Intelligent Energy Absorber</i>          |
| IF      | <i>Iniciador de Flambagem</i>               |
| ITS     | <i>Intelligent Transportation Systems</i>   |
| LOS     | <i>Level Of Service</i>                     |
| MRS     | <i>Motorized Seat Ramp</i>                  |
| ODB     | <i>Offset Deformable Barrier</i>            |
| PCE     | <i>Passenger Car Equivalence</i>            |
| TTF     | <i>Time To Fire</i>                         |
| UNV     | <i>Ultra Narrow Vehicle</i>                 |
| VPL     | <i>Veículo Pequeno e Leve</i>               |

## LISTA DE SÍMBOLOS

### Alfabeto latino

|              |   |                      |
|--------------|---|----------------------|
| A            | Constante do material para modelo de Johnson Cook   | Pa                   |
| $a_{max}$    | Aceleração máxima   | m/s <sup>2</sup>     |
| B            | Constante do material para modelo de Johnson Cook   | Pa                   |
| D            | Constante do material para modelo de Cowper Symonds   |                      |
| d            | Máxima energia que pode ser absorvida pela casca feita de material sensível à taxa de deformação. |                      |
| E            | Módulo de elasticidade  | Pa                   |
| e            | Máxima energia que pode ser absorvida pela casca feita de material sensível à taxa de deformação. | J                    |
| E0           | Constante do material para modelo de Johnson Cook   | 1/s                  |
| $E_h$        | Módulo de encruamento do material   |                      |
| $F_c$        | Força de compressão   | N                    |
| $F_t$        | Força de tração   | N                    |
| g            | Aceleração da gravidade ao nível do mar   | 9,8 m/s <sup>2</sup> |
| k            | Módulo volumétrico  | Pa                   |
| $M_{total}$  | Massa total   |                      |
| $P_{i,teor}$ | Força de pico de flambagem  | N                    |
| $P_{avr}$    | Força média de flambagem exercida pelo um tubo do ASI   | N                    |
| q            | Constante do material para modelo de Cowper Symonds   |                      |
| $t_1$        | Tempo inicial   | ms                   |
| $t_2$        | Tempo final   | ms                   |
| u            | Deslocamento em x   | m                    |
| v            | Deslocamento em y   | m                    |
| $V_0$        | Velocidade de impacto   | m/s                  |
| w            | Deslocamento em z   | m                    |
| x            | Direção longitudinal ao veículo/ deslocamento do ocupante   | m                    |
| X            | Deslocamento do veículo   | m                    |
| y            | Direção transversal ao veículo  | m                    |
| Y            | Tensão de escoamento do material  | Pa                   |

## Alfabeto grego

|                         |  |                   |
|-------------------------|--|-------------------|
| $\varepsilon$           | Deformação mecânica                              | adimensional      |
| $\varepsilon_{\ominus}$ | Deformação equivalente a uma rótula de flambagem | adimensional      |
| $\phi$                  | Ângulo circunferencial                           | graus             |
| $\rho$                  | Densidade  | kg/m <sup>3</sup> |
| $\sigma_0$              | Tensão de escoamento estática                    | Pa                |
| $\sigma_0^d$            | Tensão de escoamento dinâmica                    | Pa                |

## SUMÁRIO

|  |    |
|--|----|
| 1. INTRODUÇÃO .....  | 34 |
| 1.1. Situação atual do trânsito urbano .....                           | 34 |
| 1.2. <i>Carsharing</i> .....   | 36 |
| 1.3. Estatísticas de acidentes de trânsito, segurança, mobilidade..... | 38 |
| 1.4. Objetivos .....   | 41 |
| 1.5. Conceito do veículo .....   | 43 |
| 1.6. Estrutura da tese .....   | 49 |
| 2. SEGURANÇA AUTOMOTIVA .....  | 50 |
| 2.1. Mecanismos de absorção de impacto .....                           | 50 |
| 2.2. Sistemas de absorção de energia na carroceria e chassi .....      | 50 |
| 2.3. Problema de compatibilidade em colisões .....                     | 53 |
| 2.4. Limites biomecânicos de tolerância a impactos automotivos. ....   | 58 |
| 2.4.1. Definição. ....   | 58 |
| 2.4.2. Limites de tolerância a lesões.....                             | 59 |
| 2.4.3. <i>Head Protection Criterion</i> ou HIC.....                    | 60 |
| 2.4.4. <i>Chest Severity Index</i> – CSI.....                          | 62 |
| 2.4.5. Limites biomecânicos toleráveis – cabeça.....                   | 63 |
| 2.4.6. Limites biomecânicos toleráveis – pescoço.....                  | 64 |
| 2.4.7. Limites biomecânicos toleráveis – peito. ....                   | 65 |
| 2.4.8. Limites biomecânicos toleráveis - pélvis/fêmur/joelho.....      | 66 |
| 2.4.9. Limites biomecânicos toleráveis – tíbia. ....                   | 66 |
| 2.4.10. Limites biomecânicos toleráveis - pés/tornozelos. ....         | 67 |
| 2.5. Sistemas de retenção do ocupante.....                             | 68 |
| 2.5.1. Cintos de segurança.....  | 68 |
| 2.5.2. Pré-tensionadores .....   | 69 |
| 2.5.3. <i>Motorized Seat Belt</i> (MSB) .....                          | 71 |
| 2.5.4. Limitadores de carga .....                                      | 72 |
| 2.5.5. <i>Dynamic Locking Tongue</i> (DLT) .....                       | 73 |
| 2.5.6. Sistemas suplementares de retenção - <i>Airbags</i> .....       | 74 |
| 2.5.7. Bancos e encostos de cabeça .....                               | 77 |
| 2.5.8. <i>Motorized Seat Ramp</i> (MSR) .....                          | 78 |
| 2.5.9. Testes NCAPs, NHTSA e IIHS.....                                 | 78 |
| 2.5.10. <i>Dummies</i> .....   | 81 |
| 2.5.11. <i>Sled test</i> .....   | 85 |
| 2.5.12. Efeito <i>Pitching</i> .....                                   | 86 |

|  |     |
|--|-----|
| 3. SISTEMAS DE ABSORÇÃO DE ENERGIA.....  | 88  |
| 3.1. Definição.....  | 88  |
| 3.2. Mecanismos de absorção de energia .....                                       | 88  |
| 3.2.1. Tubos.....  | 89  |
| 3.2.2. Cones circulares truncados de parede fina ou " <i>frusta</i> " .....        | 89  |
| 3.2.3. Estruturas multi face .....   | 92  |
| 3.2.4. Estruturas <i>honeycomb</i> .....   | 92  |
| 3.2.5. Outras formas de absorvedores de impacto.....                               | 93  |
| 3.3. Modos de deformação de tubos de parede fina .....                             | 93  |
| 3.3.1. Inversão de tubos .....   | 93  |
| 3.3.2. Esmagamento com rompimento de parede de tubos<br>" <i>splitting</i> " ..... | 95  |
| 3.3.3. Indentação lateral de tubos.....  | 97  |
| 3.3.4. Esmagamento lateral de tubos.....   | 98  |
| 3.4. Flambagem axial de tubos de parede fina, modelos básicos. ....                | 100 |
| 3.4.1. Flambagem Global, Progressiva e Dinâmica Plástica....                       | 100 |
| 3.4.2. Transição entre os modos de flambagem .....                                 | 101 |
| 3.4.3. Efeitos de Inércia .....  | 103 |
| 3.4.4. Modelo Analítico de Flambagem Progressiva .....                             | 105 |
| 3.4.5. Sensibilidade à taxa de Deformação .....                                    | 113 |
| 3.4.6. Iniciadores de Flambagem .....  | 113 |
| 4. PROJETO DO ASI.....   | 116 |
| 4.1. Objetivo.....   | 116 |
| 4.2. Conceito e considerações preliminares .....                                   | 116 |
| 4.3. Definição dos parâmetros dinâmicos preliminares do ASI .....                  | 122 |
| 4.4. Avaliação experimental.....   | 123 |
| 4.4.1. Caracterização do material.....   | 123 |
| 4.4.2. Ensaios de impacto dos tubos de flambagem.....                              | 126 |
| 5. SIMULAÇÕES NUMÉRICAS .....  | 136 |
| 5.1. Flambagem de um tubo .....  | 136 |
| 5.2. Definição de Iniciadores de Flambagem .....                                   | 139 |
| 5.3. <i>Sled test</i> .....  | 142 |

|  |     |
|--|-----|
| 6. RESULTADOS.....   | 150 |
| 6.1. Análise de flambagem de um tubo.....  | 150 |
| 6.2. Análise da influência da taxa de deformação.....  | 158 |
| 6.3. Resultados dos testes experimentais .....   | 167 |
| 6.4. Comparação experimental - numérica.....   | 168 |
| 6.5. Análise de iniciadores de flambagem .....   | 183 |
| 6.6. <i>Sled test com ASI - Curva LS-DYNA IF por rebaixo profundo</i> .                        | 193 |
| 6.7. <i>Sled test sem ASI - Curva Yaris</i> .....  | 195 |
| 6.8. <i>Sled test com ASI - Curva Yaris IF por rebaixo profundo</i> .....                      | 196 |
| 6.9. <i>Sled test com ASI - Curva Yaris sem IF</i> .....                                       | 198 |
| 6.10. <i>Sled test com ASI - Curva Yaris IF por rebaixo leve</i> .....                         | 199 |
| 6.11. <i>Sled test com ASI - Curva Yaris IF por furos circulares</i> .....                     | 200 |
| 6.12. <i>Sled test com ASI - Curva Yaris IF por furos quadrados</i> .....                      | 201 |
| 6.13. Resumo da avaliação do ASI - Valores HIC e CSI.....                                      | 202 |
| 7. CONCLUSÕES E DISCUSSÕES .....   | 204 |
| REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....   | 208 |
| APÊNDICE A.....  | 220 |
| Níveis de serviço - Índice de fluidez do tráfego. ....   | 220 |
| Método usual de estimativa do PCE. ....  | 222 |
| APÊNDICE C .....   | 228 |
| Pesquisa de anterioridade de patentes do ASI. ....   | 228 |
| APÊNDICE C .....   | 236 |
| Resultados experimentais - Fotos e gráficos dos ensaios de impacto no<br>martelo de queda..... | 236 |
| APÊNDICE D.....  | 276 |
| APÊNDICE E .....   | 292 |
| Figuras das simulações computacionais .....  | 292 |
| ANEXO A.....   | 302 |
| Tabela 31 - Relação de normas automotiva nacionais e internacionais. .                         | 302 |

|  |     |
|--|-----|
| ANEXO B .....  | 304 |
| Tabela 32 Mapa CAIS 85 de lesões resumido. ....  | 304 |
| ANEXO C .....  | 306 |
| Testes realizados por institutos independentes e/ou governamentais de<br>segurança ..... | 306 |
| ANEXO D.....   | 310 |
| <i>Sled tests</i> - Equipamentos existentes no mercado .....                             | 310 |

# 1. INTRODUÇÃO

## 1.1. Situação atual do trânsito urbano

Em todas as grandes cidades do mundo, o cenário atual do tráfego urbano tem apresentado uma condição crítica, piorando rapidamente, devido ao acúmulo de veículos privados nos grandes centros urbanos. Pode-se observar, claramente, uma crescente preocupação no que se refere ao transporte e à qualidade de vida nas cidades e uma necessidade de deslocamento da população, utilizando-se uma política de desenvolvimento sustentado, sempre voltada para a segurança de todos envolvidos no trânsito, além de ecologicamente correta.

O excesso de veículos trafegando em zonas com grande ocupação do solo gera a condição de engarrafamentos constantes, falta de locais para estacionamento, além de aumentar, naturalmente, o número de acidentes. Isso acarreta uma série de problemas graves para as cidades, sejam eles de ordem econômica ou associados à poluição ambiental, mas sempre ligados à qualidade de vida das pessoas que vivem nessas cidades ou precisam trafegar por elas.

O automóvel atual, do ponto de vista do funcionamento do mesmo e sua interação com o trânsito, agrega uma série de ineficiências. Segundo (Larica, 2003) e (Silva, 2004), os veículos atuais são capazes de ocupar 90% do espaço viário e deslocar somente 20% das pessoas e, devido as suas grandes dimensões e uma taxa média de ocupantes de 1,4 por veículo no Brasil. Em termos de construção e motorização, o automóvel segue a mesma arquitetura básica desde que foi inventado, segundo (Hawken *et al*, 2000).

O rendimento da propulsão mais utilizada nos veículos atuais, o motor a combustão interna à gasolina, não é superior a 20% entre a energia de combustível que consome e a utilizada para colocar o veículo em movimento e, considerando uma massa de 1,5 toneladas do veículo e o mesmo transportando somente um motorista de 75 kg, aproximadamente apenas 1% da energia disponível no combustível contido no tanque do veículo é utilizada efetivamente para deslocar o motorista, considerando, ainda, o veículo nas condições recomendadas pelo fabricante, em trajeto plano e na velocidade mais econômica. Na tabela 1, a seguir, pode ser visualizada a eficiência energética dos modos de transporte urbanos mais utilizados segundo (Camaño *et al*, 2010):

Tabela 1 - Eficiência energética dos modos de transporte urbano.

| <b>Modo de transporte</b> | <b>Gasto energético (MJ/viajante - km)</b> |
|---------------------------|--|
| Bicicleta                 | 0,06                                       |
| Deslocamento a pé         | 0,16                                       |
| Trem de superfície        | 0,35                                       |
| Ônibus urbano             | 0,58                                       |
| Automóvel gasolina        | 2,61 a 4,66                                |

Pode-se estimar que um veículo estacionado necessite de aproximadamente 20 m<sup>2</sup>, incluindo a parte proporcional de vias dos estacionamentos. O deslocamento de uma pessoa em um carro consome aproximadamente 20 vezes mais espaço que o deslocamento em um ônibus.

Sobre a quantidade de pessoas que circulam por hora em um espaço urbano de 3,5 m de largura, segundo o trabalho de (Lamb, 2006) se deslocam 2000 pessoas de carro, 9000 de ônibus, 14000 de bicicleta, 19000 a pé e 22000 de trem de superfície. No Brasil, 80% dos veículos circulantes nas cidades viajam não mais de 60 minutos por dia transportando, conforme citado anteriormente, em média 1,4 pessoas por veículo.

Outro meio de transporte individual motorizado, as motocicletas, principalmente as de baixa cilindrada (até 250 cc) são mais eficientes no que diz respeito à agilidade e economia de combustível devido a seu peso e dimensões reduzidas, mas não protegem os ocupantes do frio, da chuva, e principalmente, de choques e quedas. Os serviços de moto-frete para entrega de produtos leves contribuem significativamente para o crescimento do uso das motocicletas, e conseqüentemente, para aumentar o número de vítimas de trânsito, principalmente por causa da imprudência e, até mesmo, o despreparo para a condução das motos.

## 1.2. *Carsharing*

Nos últimos anos, muitos sistemas de transporte têm sido propostos como solução de mobilidade inovadora. Em geral, uso de veículos menores, de sistemas de compartilhamento de veículos e de integrações inteligentes entre os modais de transporte têm sido projetados e implantados nas cidades como solução ao cenário atual. Além disso, tem surgido uma série de questionamentos sobre os métodos de planejamento até agora utilizados e novas alternativas, as quais procuram incorporar variáveis como, por exemplo, o impacto da tecnologia da informação sobre o movimento de pessoas.

O *carsharing* é um serviço de aluguel flexível de automóveis que pretende substituir o uso de um veículo privado por outro compartilhado por outros usuários e gerenciado por uma empresa especializada. Conforme (Fellows *et al*, 2000), o *carsharing* objetiva uma faixa de utilização intermediária entre o táxi e a locação de veículos nos moldes tradicionais.

No sistema *carsharing*, buscam-se, geralmente com o uso de simuladores de tráfego a nível microscópico e macroscópico, as estratégias de locomoção sobre a malha urbana (uso misto com os demais tipos de veículo), em pistas exclusivas e a integração com os demais meios de transporte, principalmente ônibus e metrô.

Esse serviço enfatiza a flexibilidade, a disponibilidade e a conveniência. Veículos são reservados previamente, e o centro de gerenciamento do sistema escolhe um veículo que se situe o mais próximo possível do usuário, de forma que se necessite o menor esforço e tempo para começar a usar o veículo ou para devolução do mesmo. No serviço *carsharing*, os clientes têm a possibilidade de usar um veículo somente pelo tempo necessário, dando oportunidade para que outros usuários usem o mesmo veículo.

Segundo (Zheng *et al*, 2009), como uma alternativa para o automóvel privado, o sistema *carsharing* tem se destacado porque provê aos usuários uma maior conveniência que o transporte público e a locação de carros; também permite aos usuários viajar distâncias maiores do que poderiam caminhando a pé ou usando bicicletas. Além disso, o *carsharing* ajuda a preservar o ambiente por pelo menos duas formas.

Primeiro, pelo fato do *carsharing* ter sido proposto para desencorajar a compra de carros privados novos e/ou estimular a venda de carros privados. Isto ajuda a reduzir a demanda de automóveis novos cuja produção consome energia, água, e matérias-primas e produz emissões

de poluentes e desperdício de recursos. Segundo, o *carsharing* estimula os participantes a programarem suas viagens através de incentivos por taxas ou rotas preferenciais com trânsito mais livre e reduzir viagens impulsivas porque tornam mais explícitos os custos de cada viagem de carro e exige que os usuários que planejem as viagens com antecedência. Estudos mostram que os sócios de programas de *carsharing* dirigem menos que os que utilizam veículo privado, reduzindo, assim a emissão de CO<sub>2</sub> e outras emissões nocivas para a atmosfera.

Serviços de *carsharing* são comuns em alguns países europeus e estão aumentando nos EUA e Ásia. A primeira organização formal sistema *carsharing* foi a StattAuto, em 1988, em Berlim. A ECS - European Car Sharing começou a operar em 1991, e está presente, segundo (Seik, 2000), em mais de 300 cidades na Alemanha. Esse tipo de serviço é muito comum hoje na Europa.

Existem diversas cooperativas que utilizam o sistema *carsharing* em países como Dinamarca, Noruega, Suécia, Suíça, França, segundo (Clavel *et al*, 2009). Na América do Norte, existem, aproximadamente, 100 cidades dos EUA utilizando o sistema de *carsharing*, (destacando São Francisco, Philadelphia e Portland), num total de 18 programas com 279174 membros que compartilham 5838 veículos, segundo (Shaheen *et al*, 2004) e 14 programas canadenses, com 39664 membros que compartilham 1667 veículos, segundo (McLaughlin, 2008), destacando-se as cidades de Toronto, Montreal, Quebec, Vancouver e Ottawa.

No Japão, segundo (Shaheen, 2004), existem 18 programas, 176 veículos e aproximadamente 3500 membros. Segundo (Seik, 2000), em Cingapura, uma cidade situada em uma ilha com uma área de terra de 647,8km<sup>2</sup>, com uma população residente de 3,1 milhões de habitantes em 1997 e onde a área urbanizada chegou a 47% de sua área total (a ocupação em termos de infraestrutura viária já ocupa 11,0% da área total), a busca de soluções via *carsharing* vem ocorrendo desde a década de 1970. Em Cingapura existem 4 programas, com 432 veículos e aproximadamente 12200 membros.

Segundo (Litman, 1999), o *carsharing* oferece para os consumidores uma alternativa prática para possuir um veículo pessoal para o caso em que o usuário ande menos que 10 mil quilômetros por ano. Este serviço tem custos fixos mais baixos e custos variáveis mais altos que a propriedade de veículo privada. Esta estrutura de preço faz o uso ocasional de um veículo possível, até mesmo para as classes de baixa-renda. O *carsharing* pode reduzir o uso de um veículo comum

entre 40 e 60%, de forma que se trata de uma estratégia de administração de transporte muito importante.

O serviço de *carsharing* pode reduzir de 4,6 a 20 carros por cada carro usado de forma compartilhada, dependendo da cidade e considerando que os carros em sistema *carsharing* são convencionais, tipo sedãs. Apesar destes benefícios, o serviço de *carsharing* está crescendo lentamente e precisa superar várias barreiras para alcançar todo seu potencial. Os sistemas ITS (*Intelligent Transportation Systems*) tem sido, cada vez mais, empregados com o objetivo de otimizar o serviço de *carsharing* em termos de redução de tempos para acesso e devolução, facilidade e disponibilidade de informações pertinentes ao serviço entre outros.

A viabilidade do serviço é restrita aos grandes centros urbanos, principalmente devido à utilização e estrutura de acesso ao produto. É necessário, naturalmente, para que seja possível a implantação do sistema *carsharing*, que as grandes cidades tenham uma infraestrutura para receber o mesmo, tais como estacionamentos próprios para o sistema, além de centros de monitoramento e controle dos veículos de forma remota.

Os conceitos de *carsharing* mais atuais, como o (Car2Go, 2010), lançado a princípio como programa de avaliação na Alemanha, pela (Daimler AG., 2008) e já em operação nas cidades de Ulm e Hamburg na Alemanha e Austin, Texas, nos EUA (Car2Go GmbH, 2010), incorporam largamente elementos de ITS e propõem o uso de veículo pequeno (Smart ForTwo), leve e econômico, tendo funções semelhantes a um veículo de aluguel ou de um táxi, dependendo das necessidades do usuário do veículo.

Adicionalmente, a forma de acesso e de liberação do veículo para outros usuários é controlada digitalmente via *smartcard* e monitorada remotamente pelos centros de controle viário, através de tecnologia GPS.

### **1.3. Estatísticas de acidentes de trânsito, segurança, mobilidade.**

A segurança automotiva desempenha um papel extremamente importante para a sociedade, em qualquer região do mundo, considerando o número de pessoas se transportando todos os dias por esse modo de transporte, em meio urbano ou nas estradas. Especialmente no Brasil, há muito a ser feito em todas as áreas relacionadas com esse tema. O Brasil é, historicamente, um país com

altos índices de fatalidade e gravidade nos acidentes de trânsito, fato que não vem melhorando ao longo dos anos.

Os carros, ao mesmo tempo em que são muito confortáveis e práticos para transportar as pessoas, também são relativamente grandes fontes de riscos de acidentes, considerando a altíssima energia de movimento desenvolvida pelo mesmo, junto com as pessoas e massas localizadas no interior do mesmo. Esses valores de energia e sua periculosidade, desprezados pela grande maioria dos motoristas e ocupantes de um veículo, não são compatíveis com a natureza de locomoção do ser humano, o qual foi “projetado” para atingir velocidades relativas a uma caminhada ou corrida a pé. Um pequeno descuido involuntário na direção de um automóvel, dependendo das condições de velocidade, das vias e do veículo e ainda, da condição física e sua postura no interior do mesmo podem levar facilmente, a uma condição de alto risco de ferimentos ou mesmo a situações de fatalidade.

As ações do Plano nacional de Redução de Acidentes e Segurança Viária para a Década 2011-2020 (Denatran, 2010) estão fundamentadas em cinco pilares:

- I - Fiscalização;
- II - Educação;
- III - Saúde;
- IV - Infraestrutura;
- V - Segurança Veicular.

Esses cinco pilares são visivelmente bem desenvolvidos em países como Alemanha, EUA e Japão, onde a fiscalização para o cumprimento das normas legais e aplicação de penas a infratores são exemplares, a educação de trânsito é bem trabalhada desde a infância, a formação de condutores é rigorosa e a educação para cidadania no trânsito é de ciência da maioria dessas populações.

Sob o aspecto da saúde, programas de incentivo a redução da necessidade de utilização de meios de transporte de maior risco, redução do número de viagens e programas de educação para redução do estresse no trânsito são muito importantes.

A agilidade e a disponibilidade de equipamentos e profissionais para o atendimento de emergência de acidentes é de fundamental importância para garantir as chances de sobrevivência e redução de sequelas aos envolvidos. Assim como a rede hospitalar de emergência com boa capacidade institucional de atendimento e tratamento às vítimas.

A parcela da infraestrutura contribui desde o projeto e manutenção das vias, garantindo, também, a correta sinalização viária regulamentada, como a correta gestão de informações de acidentes, que possa avaliar as causas e permitir a readequação das vias, bem como ampliar programas de proteção a pedestres e ciclistas.

Sob o aspecto da segurança veicular, a implantação de sistemas de inspeção rigorosos e o incentivo à renovação das frotas de veículos motores são pontos-chaves para redução de riscos de acidentes por causas mecânicas.

Também é importante a incorporação gradativa dos itens de segurança nos veículos, através de incentivos fiscais para produção, importação e desenvolvimento de novos sistemas, a conscientização da população frente a resultados de testes de institutos independentes de segurança, no sentido de indicar os veículos mais seguros disponíveis, entre outras medidas.

Mesmo estando a velocidades consideradas "baixas", as consequências podem ser muito graves. Estando a 64 km/h, como em um impacto como o frontal *offset* do (EuroNCAP, 2014), o corpo do motorista utilizando o cinto de segurança é submetido de 15 a 50 vezes a aceleração da gravidade, dependendo da região do corpo.

Esse problema torna-se ainda mais sensível quando se trata de colisões entre veículos muito pequenos com outros de dimensões maiores. Nesse caso, a chamada compatibilidade de massa e geométrica em colisões é bastante prejudicada, e o nível de segurança dos veículos menores se torna inaceitável.

Não há o que comentar sobre a importância básica dos sistemas de segurança passivos e ativos, além de uma carroceria sólida e que absorva bem a energia do impacto, (os quais são explicados ao longo da revisão bibliográfica). Os sistemas de retenção ou os comuns cintos de segurança são o mais efetivo dispositivo do automóvel para salvar vidas em acidentes rodoviários e o incremento do uso do cinto de segurança deve ser uma preocupação de toda a sociedade.

O segundo equipamento que merece destaque na redução de acidentes, especialmente em estradas, é o controle de estabilidade ESC/ESP (Electronic Stability Control/Program), acima mesmo do *airbag* ou do ABS isoladamente, pois previne com grande eficácia acidentes de diversas causas relacionados com a perda de controle do veículo, em automóveis, caminhões, ônibus e até em motocicletas. Segundo a ACEA - *European Automobile Manufacturers' Association* (European Commission, 2008) ESC/ESP tem evitado até 40% das mortes em estradas na Europa.

Em relação às motocicletas, especialmente em meio urbano, as condições de segurança são críticas. Segundo os dados de acidentes dos últimos anos dos anuários do (DENATRAN, 2010), o número de acidentes geral com motocicletas envolvidas se aproxima a cada ano do número de acidentes gerais com veículos e utilitários leves envolvidos. Considerando a estatística de acidentes e o fato de, uma vez envolvido em um acidente, quem dirige uma motocicleta estará submetido a riscos muito maiores de ferimentos ou morte do que um motorista ou passageiro de um veículo comum, fica clara a situação gravíssima que o alto volume de motocicletas trafegando entre os veículos de passeio e pedestres está causando.

A responsabilidade dos engenheiros e técnicos de trânsito urbano e rodoviário ao projetar e fiscalizar a sinalização e o estado das estradas e vias também é muito importante e fundamental.

Conforme (Raia Jr., 2006), ao oferecer um trajeto para as pessoas se movimentarem, o órgão responsável deve garantir que se tenham as condições mínimas de não haver morte ou feridos graves no deslocamento, pois se sabe que sempre haverá possibilidade de falha humana ou do veículo.

Essa é a filosofia da "Visão Zero" adotada como base de reformulação do plano rodoviário da Suécia e que está sendo modelo para toda a Europa e para o mundo.

A questão política, econômica e cultural por trás de tamanha ineficiência em segurança no trânsito é grave em nosso país, desde o incentivo ao veículo individual, a falta de informação do consumidor ou a preferência por equipamentos de entretenimento e aparência aos de segurança, cobrança excessiva de impostos do governo, que inviabiliza termos um mínimo de equipamentos de segurança atuais nos nossos carros por um valor total mais baixo do que é pago, sendo que alguns modelos são de projetos obsoletos, até a responsabilidade dos órgãos responsáveis pela implantação e manutenção das estradas brasileiras.

Isto tudo acaba sendo fonte de intermináveis de histórias trágicas no trânsito que devem ser evitadas a todo custo.

#### **1.4. Objetivos**

Esta pesquisa apresenta o desenvolvimento de sistema de segurança suplementar aplicado em um veículo pequeno e estreito, tipo triciclo, em sistema *carsharing*, como alternativa de transporte individual urbano para cidades brasileiras médias e grandes, e capitais como Florianópolis-SC. Dentro de uma visão estendida, espera-se que o

veículo proposto possa favorecer o uso mais eficiente de veículos privados, com melhoria de qualidade da mobilidade ao usuário, além de garantir a qualidade do serviço em situações de pico, provendo conveniência nos locais com densidade de tráfego elevada, segurança viária (diminuindo acidentes de trânsito e conflitos de tráfego) e reduzindo impactos ambientais pela menor poluição atmosférica e sonora. O veículo estudado é de propulsão híbrida, para duas pessoas, possui três rodas e ocupa quase metade da largura de um automóvel comum.

Dentro do projeto de sistemas de segurança veicular é proposto um sistema inovador de absorção de energia de impacto em colisões, atuando em conjunto com sistemas de retenção do ocupante, tais como cintos de segurança, *airbags* e sistemas de proteção como espumas estruturais absorvedoras de energia na construção da carroceria e acabamento interno do triciclo.

**O Absorvedor Suplementar de Impacto – ASI** tem como objetivo tornar uma colisão frontal menos severa para os ocupantes de um veículo urbano muito pequeno. Através do colapso da estrutura de fixação dos assentos à carroceria do veículo, o ASI permite um pequeno deslocamento para frente dos ocupantes, promovendo uma redução do pico de aceleração sofrido por eles, e uma conseqüente redução da força aplicada pelos cintos de segurança aos mesmos. O sistema tem, como característica principal, a simplicidade construtiva, uma vez que é um dispositivo puramente mecânico, tornando-o pouco dispendioso para a produção industrial, também pelo fato de utilizar somente materiais de baixo custo e bem difundidos no mercado automotivo

O sistema auxiliar de absorção de impacto funciona a partir do colapso por flambagem axial de tubos de alumínio circulares de parede fina, situados abaixo dos assentos, permitindo um pequeno deslocamento para frente dos ocupantes em caso de colisão frontal, de forma a funcionar como um limitador de carga para os mesmos. Ele permite atuação única em caso de acidente, e requer que a fixação dos cintos de segurança (de 3 pontos) sejam feitas diretamente na estrutura dos assentos.

É desejado, portanto, alcançar um aumento significativo da eficácia, em termos de segurança veicular e de qualidade do sistema de tráfego urbano, no entorno dos centros urbanos em situações de grande volume de tráfego e com as limitações de acessos na malha viária como o caso de Florianópolis, por suas características topográficas e alto grau de motorização da população.

## 1.5. Conceito do veículo

O veículo ideal para o sistema de *carsharing* deve ter as seguintes características:

- Um veículo motorizado de transporte individual que seja mais racional quanto ao espaço urbano ocupado, portanto que ocupe menos área para circular e estacionar que um automóvel;
- Uma alternativa que elimine ou reduza significativamente a emissão de gases e resíduos poluentes da atmosfera;
- Que proporcione mais conforto, conveniência e segurança em relação às motocicletas;
- Uma alternativa de transporte individual situado entre o automóvel e a motocicleta que possa ser conduzido por pessoas com idade acima de 18 anos com habilitação, e que possa ser adaptado a pessoas com algum tipo de deficiência.

(Hawken *et al* 2000) sugerem, para economia de, pelo menos, setenta a oitenta por cento do combustível consumido por um automóvel convencional, um conceito com três mudanças, no que diz respeito ao projeto de veículos: reduzir o peso em até três vezes em relação ao dos carros construídos de chapa de aço; diminuir a resistência aerodinâmica ao deslocamento ao máximo; quando os passos um e dois tiverem reduzido a metade ou em dois terços a energia necessária para mover o veículo, tornar sua propulsão "elétrico-híbrida". Contudo, esse conceito não avança na questão do espaço urbano ocupado pelo automóvel, que agrava a questão de congestionamentos, necessidade de maiores áreas para estacionamento e outras consequências apresentadas no desenvolvimento deste trabalho.

Os veículos ultra estreitos ou *Ultra Narrow Vehicles* (UNVs) são definidos por uma portaria do estado de Washington – EUA REF (*Senate bill* N°5985) como qualquer veículo que tenha, no máximo, 42 pol de largura, considerando inclusive os espelhos retrovisores. Nesse ponto, o conceito dos UNVs, veículos ultra-estreitos, permite um modo mais conveniente e eficiente de se utilizar uma infraestrutura de transporte já existente já que o veículo exige pouco mais do que o espaço ocupado por uma motocicleta. Isto permitiria aumentar o número de vagas de estacionamento e a capacidade das vias. Segundo estudos dos órgãos estadunidenses *California Department of Transportation, Federal Highway Administration, Institute of Transportation Studies*, Universidade da Califórnia os UNVs podem aumentar a capacidade de tráfego de uma via em até 126%. O fato de ser estreito permite que se

reduza significativamente a área frontal, reduzindo, também, a resistência aerodinâmica.

A proposta de desenvolvimento deste projeto se integra ao projeto de Desenvolvimento de Tecnologia Automotiva, um convênio FIAT/FINEP/FEESC/UFSC com a participação do Laboratório de Inovação (LI) do Centro Tecnológico da UFSC, o qual possui três frentes de atuação sobre a mesma plataforma piloto, um Veículo Pequeno e Leve (VPL) tipo triciclo: desenvolvimento de um sistema de cambagem variável, desenvolvimento de sistemas de segurança para VPLs e o desenvolvimento de propulsores híbridos, e também do GRANTE – Grupo de Análise e Projeto Mecânico, dentro da subárea de Projeto Automotivo

Este projeto foi desenvolvido em busca de um veículo urbano que fosse capaz de transportar 2 pessoas e que agregasse as características de ser econômico, ocupar pouco espaço e possuir a agilidade de uma motocicleta, porém com uma maior segurança. Também se desejava que o chassi fosse multifuncional e modular, permitindo a atualização de seus subsistemas e componentes e também favorecendo o uso de diferentes tipos de carrocerias (como transporte de 2 pessoas ou entregas expressas), conforme a necessidade e conveniência comercial.

Para tanto, projetou-se um veículo triciclo em configuração tandem enquadrado na categoria UNV (*ultra narrow vehicles*). Idealmente, ele possui tração em cada roda a fim de otimizar o veículo e simplificar sua mecânica, eliminando componentes caros e complexos da transmissão, como diferencial e semi-eixos. Simplifica ainda a manutenção, e com duas rodas na dianteira melhora a dinâmica do veículo nas curvas e frenagens em relação a uma motocicleta. Por ser um veículo estreito, tal triciclo deve possuir sistemas de cambagem variável e de inclinação ativa do veículo, a fim de gerar um comportamento dinâmico satisfatório. Suas dimensões são: 2,9 m de comprimento, 1m de largura, 1,53 m de altura e 2,26 m de entre-eixos.

A massa aproximada, sem passageiros, é de 500kg. Possui três rodas, sendo duas direcionais na dianteira, e uma na traseira, com tração individual em cada uma das 3 rodas, com cambagem variável eletronicamente das rodas dianteiras em função do ângulo de esterçamento, velocidade, carga, entre outros parâmetros e sistema regenerativo de energia em cada motor, sistemas *start-stop* e acumuladores de energia para arrancadas. A propulsão do veículo é híbrida, sendo movido por motores elétricos e utilizando propulsor de combustão interna para recarga das baterias ou auxílio de potência. A

acomodação do conjunto de baterias é feita no assoalho, na parte central do chassi, com remoção do conjunto por baixo do veículo.

A concepção em *tandem* do motorista e passageiro permite que o veículo ocupe aproximadamente metade da largura de um automóvel comum, dentro do padrão UNV, ou seja, pouco mais do que o espaço ocupado por uma motocicleta, porém com cabine fechada, climatizada e com espaço para bagagens (para um volume de, aproximadamente, 80 litros), além da possibilidade de incorporação de facilidades para deficientes.

O veículo triciclo desenvolvido no LI (ver figuras 1 a 4 a seguir), tem as seguintes características de design, dimensões e desempenho:



Figura 1 - Estudo de design do mini veículo triciclo do LI.



Figura 2 - Esquema do veículo em estudo.

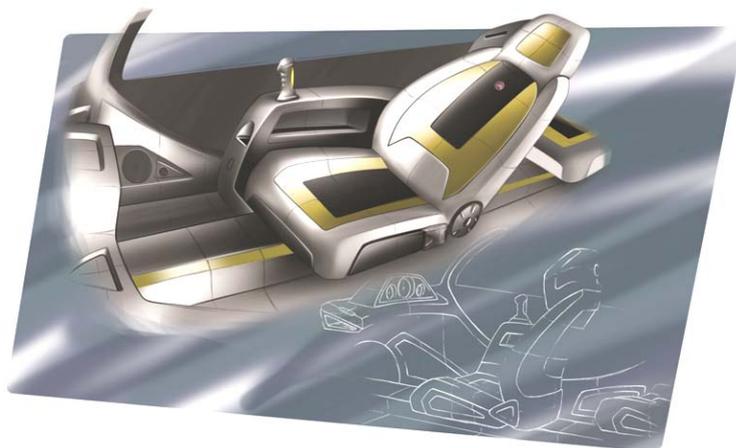


Figura 3 – Estudo de design do interior do veículo em estudo.

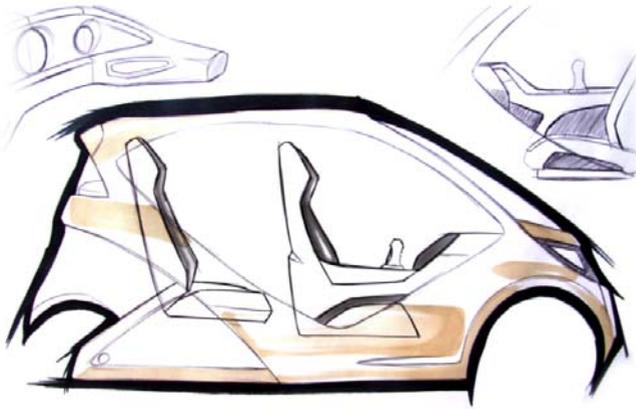


Figura 4 – Estudo de design do interior do veículo em estudo.

Motor (dados para motor e tração traseiros, gasolina ou elétrico, dados abaixo para gasolina):

- Velocidade máxima estimada: 108 km/h (30 m/s);
- Autonomia estimada: 100 km;
- Número de cilindros: um;
- Potência máxima: 13 cv a 3650 rpm;
- Torque máximo: 5 kgfm a 2500 rpm;
- Cilindrada: 400 cc;
- Transmissão automática, tipo CVT;
- Chassi tipo monocoque com estrutura de aço tubular, fibra de carbono e áreas transparentes de policarbonato, reforços localizados de aço de alta resistência e espumas estruturais. Subconjuntos dianteiro e traseiro modulares. Capacidade para dois passageiros em configuração tandem (um atrás do outro);

Dimensões:

- Comprimento total: 2,90 m;
- Largura total: 1,00 m (bitola entre rodas), com 0,8m de largura da carenagem;
- Altura total: 1,53 m;
- Distância entre eixos: 2,26 m;
- Altura em relação ao solo: 1,50 m;

Massa e capacidade de carga:

- Massa aproximada (sem passageiros): 500 kg;
- Capacidade de carga: 190 kg (dois passageiros e 300 kg de bagagem).

Sob o aspecto da segurança, o projeto deste veículo tem características diferentes dos veículos convencionais, por conta de suas dimensões muito reduzidas, tanto em comprimento quanto em largura. A região frontal destinada a absorção da energia de impacto tem volume bastante reduzido, devido ao balanço frontal quase inexistente.

Da mesma forma, a região traseira possui uma característica mais crítica ainda, devido a largura ser somente um pouco maior do que a roda, braço de suspensão e os componentes de transmissão (quando utilizado motor a combustão interna). Basicamente a zona de absorção de energia nessa região se encontra no braço da suspensão traseira. Com relação ao impacto lateral, temos um evento complexo e preocupante, devido ao fato do veículo ser muito estreito, relativamente alto mas, principalmente, possuir uma tendência inerente de tombamento, facilitada pelo mecanismo de inclinação da suspensão dianteira. O evento de tombamento no caso de colisão lateral é inevitável, considerando a arquitetura escolhida. Nesse aspecto, podem ser propostas as seguintes diretrizes de soluções:

- Estrutura tubular do *cockpit* de alta rigidez;
- Absorvedor Suplementar de Impacto – ASI, que compensa a pequena área de deformação frontal e traseira do veículo;
- Bancos que envolvem a região lombar e cervical do ocupante para proteção contra impactos laterais;
- Espumas estruturais semelhantes às utilizadas em veículos de competição (IMPAXX 300 ou DIVINYCELL®) aplicadas especialmente nos painéis laterais para proteção da cabeça contra impactos laterais.

A estrutura tubular do *cockpit* foi concebida para auxiliar o túnel central do chassi na distribuição de cargas das suspensões dianteira e traseira, além de promover a função de célula de sobrevivência aos dois passageiros para colisões dianteiras, traseira, laterais e capotamentos.

## 1.6. Estrutura da tese

Esta tese é dividida em sete capítulos.

No capítulo 1 é apresentada a situação atual, em termos de segurança e de mobilidade, do trânsito urbano das grandes cidades no mundo. Também é apresentado, como solução de mobilidade aplicada ao veículo em estudo, o sistema de compartilhamento de carros *carsharing*, além do próprio veículo de aplicação do sistema de segurança proposto na tese.

No capítulo 2 é tratada a segurança automotiva, desde o histórico de investigação e aplicação comercial, passando pelos limites biomecânicos toleráveis em impactos, os sistemas de retenção do ocupante, até o estado da arte e as tendências possíveis para melhoria do nível de segurança dos veículos individuais em meio urbano.

O capítulo 3 apresenta um resumo dos sistemas de absorção de energia, abordando mais detalhadamente o mecanismo de flambagem dinâmica progressiva, efeitos de inércia, sensibilidade à taxa de deformação e iniciadores de flambagem.

O capítulo 4 consiste na descrição do objetivo da tese como resposta à hipótese levantada, além do detalhamento do projeto conceitual do Absorvedor Suplementar de Impacto – ASI, com a determinação dos parâmetros preliminares do sistema.

O capítulo 5 apresenta a preparação das simulações computacionais dos tubos de flambagem e do teste trenó, ou *sled-test*, e também a avaliação experimental por teste de impacto dos elementos funcionais do ASI, os tubos de flambagem.

No capítulo 6 são mostrados os resultados das simulações, a comparação dos modelos numéricos dos tubos de flambagem com os ensaios experimentais dos mesmos, a avaliação das soluções de inicialização de flambagem, além da resposta, em termos de redução da severidade do impacto para o ocupante, com e sem o ASI em diversas configurações.

O capítulo 7 apresenta as conclusões da tese, com a análise e discussão dos resultados das simulações. É discutida a eficácia do sistema de segurança proposto, além das configurações e ajustes necessários, e ainda são abordadas as dificuldades e limitações encontradas e, também, as sugestões para continuidade do presente trabalho.

## **2. SEGURANÇA AUTOMOTIVA**

### **2.1. Mecanismos de absorção de impacto**

Durante a segunda metade do século passado, um grande número de problemas de impacto em engenharia foi investigado, especialmente no campo da resposta dinâmica de estruturas na região plástica. Isso contribuiu para um melhor conhecimento dos modos de falha e dos padrões de dissipação de energia durante o impacto dessas estruturas.

Essa informação é importante para possibilitar o projeto e construção de estruturas mais seguras e também avaliar as existentes para uso específico, conseqüentemente reduzindo perdas humanas e de recursos materiais.

Segundo (Alghamdi, 2001), aplicações desse campo da engenharia estão disponíveis em uma grande variedade de situações, as quais incluem aspectos de resistência a impacto de veículos (automóveis, aviões, navios, elevadores, etc.), projetos de barreiras de impacto, dispositivos de segurança em reatores nucleares e estruturas *offshore* e tanques de óleo.

### **2.2. Sistemas de absorção de energia na carroceria e chassi**

Muitas pesquisas em impacto estrutural se concentram em determinar o comportamento de estruturas simples, tais como vigas, placas circulares e retangulares, e tubos de parede fina. Muitos trabalhos experimentais e numéricos de análise de impacto de veículos têm sido feitos nas últimas décadas, com especial atenção às pesquisas numéricas. Modelos matemáticos de análise de impacto automotivo foram propostos por (Pawlus, 2010), (Pandrea, 2008), (Scattina, 2013), entre muitos outros, e numéricos (Tay *et al.*, 2014), (Uddin *et al.*, 2010), (Gupta, 2010) entre muitos outros. Pode-se observar que a flambagem axial de tubos é um dos mecanismos básicos usados para a absorção de energia de impacto (Reid, 1993). Os estudos se concentram na determinação analítica (Alexander, 1960; Jones, 1989), experimental (Andrews *et al.*, 1983) e/ou numérica (Karagiozova e Jones, 2000) de vários aspectos presentes no colapso de tubos, tais como a carga máxima e de pico, os valores médios de desaceleração, os modos de deformação, etc.

Estruturas tubulares tem sido cada vez mais usadas para absorver a energia de colisão (McGregor, 1993; Jones, 1989), reduzindo

assim as acelerações sofridas pelos ocupantes, paralelamente à sua função estrutural.

O mecanismo ideal de absorção de energia de impacto através de tubos consiste no seu sanfonamento progressivo. Este fenômeno, chamado de flambagem dinâmica progressiva (Jones, 1997), ocorre aproximadamente na faixa de velocidade de acidentes automobilísticos. Mesmo assim, para estas velocidades médias, efeitos de inércia são importantes (Karagiozova *et al*, 2000; Su *et al*, 1995), com a resposta dinâmica do material influenciando a resposta global da estrutura.

Estruturas veiculares devem se deformar progressivamente para minimizar os danos aos passageiros e/ou carga. Numa colisão, o automóvel perde toda a sua velocidade em apenas alguns centésimos de segundo. Essa desaceleração se dá num espaço de centímetros. Analisando um tipo de colisão bastante comum: frontal, contra uma barreira fixa, tem-se que a distância percorrida entre o instante que o para-choque toca o obstáculo e o instante em que o veículo para é igual à deformação ocorrida na dianteira da carroceria.

Essa deformação, obviamente, é tanto maior quanto maior for a velocidade do impacto, quanto maior for a massa do veículo e quanto mais deformável for a dianteira da carroceria, conforme a tabela 2, a seguir.

Tabela 2 - Os dados de massa e deformação de veículos de vários tamanhos.

| Veículo           | Massa (kg) | Deformação (m) | Velocidade de impacto (m/s) |
|-------------------|------------|----------------|-----------------------------|
| Dahiatu Charade   | 1.015      | 0,3861         | 13,33 (48 km/h)             |
| Chevrolet Beretta | 1.442      | 0,5105         |                             |
| Buick Century     | 1.749      | 0,587          |                             |
| Nacional pequeno  | 1.100      | 0,511          | 13,89 (50 km/h)             |
| Nacional médio    | 1.350      | 0,497          |                             |
| Nacional grande   | 1.750      | 0,816          |                             |

Já o tempo gasto nesta deformação é de aproximadamente entre 100ms (0,1s) e 120ms (0,12s). Se a massa do veículo for proporcionalmente maior que a capacidade de deformação da dianteira de sua carroceria esse tempo será menor e a força da desaceleração nos ocupantes será maior. A deformação de um automóvel típico de

construção tradicional num choque frontal de 0,12 s a 50 km/h alcança 0,83 m.

A deformação a 50 km/h em torno dessa medida de 0,83 m é a distância aproximada entre o para-choque dianteiro e os pedais do motorista num automóvel de tamanho grande (4,70 m). Com esses valores, pode-se calcular a desaceleração sofrida pelos ocupantes no impacto pela relação:  $\Delta v/\Delta t$  sendo que a variação de velocidade em m/s dividido pela variação do tempo em s. De 50 km/h até parar, há uma variação de velocidade de 13,9 m/s. Portanto a aceleração foi de: 13,9 m/s dividido por 0,12 s, resultando 115,8 m/s<sup>2</sup>. Em relação à aceleração da gravidade ( $G = 9,8 \text{ m/s}^2$ ), isto equivale a 11,81 g. Uma pessoa de 70 kg precisa, então, vencer uma força de 8270 N para permanecer sentada no mesmo lugar, no momento do impacto.

Nem o homem mais forte do mundo é capaz disso, usando apenas seus braços e pernas. Mesmo que isso fosse possível, os componentes internos da cabine do veículo não suportariam uma força tão grande: nem alças de teto, nem punhos de porta, nem encostos dos bancos dianteiros. Somente os cintos de segurança suportariam, pois são resistentes a forças superiores a 20 kN.

Considerando, agora, a força do impacto de uma pessoa de 70 kg contra o painel do mesmo veículo, vinda do banco traseiro sem o cinto, a velocidade inicial era de 50 km/h ou 13,9 m/s. Em 0,12 s o carro para, mas a pessoa, por inércia continua se movendo à mesma velocidade. Em 0,12 s o corpo da pessoa percorreria a distância de 1,7 m. Mas neste mesmo tempo o veículo percorre aqueles 0,83 m da deformação de impacto e para. Neste instante, dentro da cabine, o corpo da pessoa atinge o painel a uma velocidade praticamente igual aos 13,9m/s iniciais, pois seu único freio foi um pequeno atrito entre sua roupa e o revestimento dos bancos. Um painel moderno, no impacto de uma pessoa, permite uma deformação usual de 20 cm. Dessa forma, em 0,029 s o corpo da pessoa vai de 13,9 m/s (50 km/h) à imobilidade. Para essa desaceleração 482 m/s<sup>2</sup> ou 49 g. A força total sofrida pelo ocupante de 70 kg contra as partes já rompidas do painel será 34450 N.

O contato entre o passageiro e as partes intrusivas da cabine do passageiro representa a principal causa de lesões graves e fatais dos passageiros adultos protegidos com cintos de segurança (EuroNCAP, 2014). A velocidade do teste de 64 km/h representa uma colisão entre veículos nos quais cada um viaja, aproximadamente, a 55 km/h.

A diferença, em velocidade, deve-se à energia absorvida pela frente deformável. A pesquisa em frequência de sinistros demonstrou que essa velocidade de impacto cobre uma proporção significativa das

colisões graves e fatais. Ao evitar a intrusão, reduz-se a probabilidade de o passageiro impactar contra o interior do veículo, ficando espaço para o eficaz desempenho do sistema de retenção.

De acordo com o (EuroNCAP 2014), na maioria dos carros, o sistema de retenção não pode evitar o impacto dos joelhos dos ocupantes contra a parte inferior do painel. Portanto, o projeto de veículos, especialmente os de menor porte, deve evitar ou afastar estruturas perigosas do painel contra as quais podem impactar os joelhos. Forças de grande magnitude podem lesionar os joelhos e irradiar-se ao longo da perna em direção à articulação do quadril e da pélvis. Estas partes do esqueleto são propensas a sofrer lesões permanentes, ou graves e de longo prazo.

Os projetos atuais não evitam o contato entre os pés e o assoalho ou pedais. Para minimizar as lesões, a redução dos níveis de intrusão da área dos pés e um maior controle sobre o deslocamento dos pedais também é muito importante.

### **2.3. Problema de compatibilidade em colisões**

Conforme (Delannoy and Lepretre, 2010), colisões com impacto frontal entre carros representam 30% de todas as fatalidades em acidentes automotivos, e 15% de todas as fatalidades estão nas colisões frontais em que somente um carro colide contra outro obstáculo na via.

Portanto, a colisão frontal carro contra carro é um fator de extrema importância a ser considerado na busca de soluções para redução de lesões e fatalidades em acidentes automotivos.

A chamada compatibilidade em colisões é o aspecto fundamental a ser considerado no projeto de veículos pequenos e leves - VPL, de forma a atingir um nível segurança aceitável para os carros de diferentes tamanhos e massas. O problema de compatibilidade tem sido abordado por vários autores nos últimos 25 anos (Appel H e Puleo G., 1973), (Delannoy *et al*, 2010), (Frei *et al.*, 1999), (Hollowell, 2012), (Thomson, 2010), (Seyer, 2010) entre muitos outros. Algumas fábricas têm investido no desenvolvimento de veículos pequenos e seguros, mesmo em colisões contra veículos maiores além de veículos grandes mais "amigáveis" em colisões contra veículos menores, como Smart ForTwo e o Mercedes Classe S na figura 5



Figura 5 – Smart ForTwo vs Mercedes Classe S - (Daimler AG, 2014).

Muitos dados de acidentes envolvendo carros pequenos e grandes estão disponíveis no Japão, país que regulamenta a categoria de Minicarros (kei jidosha ou K-cars) desde 1949, contando em novembro de 2012, com 28274642 minicarros e mini-veículos comerciais, ou 35,4% de um total de 79871540 veículos. Considerando somente veículos de passageiros, a proporção de minicarros é de 32,4% (19216040 veículos) para 68,6% de veículos de tamanho normal (40184214 veículos).

Dados do ITARDA (*Institute of Traffic Accident Research and Data Analysis*) de 2009, no Japão, mostram que a probabilidade de lesões fatais em ocupantes de minicarros japoneses (0,23%) é comparável com o de carros de outros tamanhos (0,22%) em todos os acidentes. Entretanto, em acidentes carro contra carro, os riscos de lesões graves são maiores nos ocupantes de minicarros. O número de lesões graves ou fatais em motoristas de minicarros constituem 24,3% de acidentes carro contra carro (figura 6).

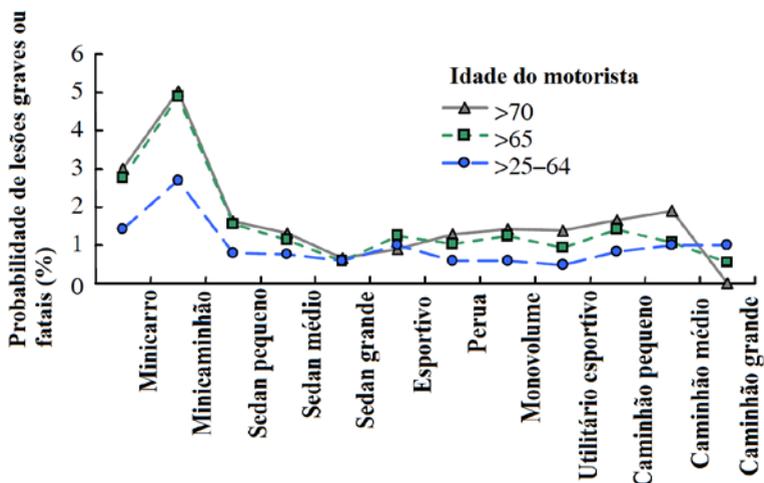


Figura 6 – Probabilidade de lesões graves e fatais em motoristas de diversos tipos de veículos no Japão (Hollowell, 2012).

Conforme Kaeser (Frei *et al.*, 1999), as razões pelas quais os VPLs oferecem riscos maiores de lesões aos ocupantes em colisões carro contra carro são atribuídas à sua menor massa em relação a veículos maiores, o que resulta em uma maior variação de velocidade do VPL, causada pela incompatibilidade de massa.

Outra questão de compatibilidade em colisões é a de geometria. A posição dos elementos estruturais, isto é, elementos absorvedores de energia de impacto, motor e órgãos periféricos deste último, podem ter posições ou alturas diversas dependendo do tipo e tamanho do veículo, prejudicando a interação dessas estruturas de forma a obter o desempenho de absorção com a qual elas foram projetadas para atingir. Normalmente, segundo Mizuno (Hollowell, 2012) a instalação frontal dos motores melhora a compatibilidade em termos estruturais, na medida em que o motor do VPL é um elemento que aumenta a rigidez da área frontal e evita a intrusão das longarinas dos veículos maiores. As configurações para colisões traseiras são bastante variáveis, considerando que a altura dos para-choques, além do desenho original diverso em cada veículo, pode alterar consideravelmente sua altura, dependendo do número de passageiros e o volume de carga e, também em casos de frenagem brusca, na qual a frente "mergulha" e a traseira "levanta".

A rigidez da estrutura de absorção frontal dos VPLs normalmente é menos rígida do que de carros maiores, permitindo uma deformação muito maior da área frontal, bem como a intrusão da cabine dos passageiros, piorando ainda mais o nível de segurança nos veículos pequenos.

A influência da diferença de massa entre veículos na severidade em colisões não pode ser completamente eliminada, porém, seus efeitos podem ser reduzidos. Também segundo Delannoy, a redução ou harmonização das taxas de severidade de impacto entre veículos em testes regulamentados é parte das soluções necessárias para esse grande problema. Uma das soluções para os testes regulamentados seria a utilização de diferentes velocidade de impacto em barreira rígida para veículos de diferentes massas. Carros projetados de acordo com critérios de compatibilidade podem mudar futuras estatísticas de acidentes e lesões de forma que a gravidade desses últimos pode ser reduzida de forma significativa. Segundo Kaeser, os princípios básicos para a concepção estrutural de um VPL com boa compatibilidade em colisões seriam de uma massa mínima de 600 - 650 kg. Em colisões frontais, tal VPL poderia ser compatível com 70 - 80% dos carros circulantes, desde que seus sistemas de retenção sejam muito bem adequados às condições desses acidentes. VPLs mais leves requerem soluções adicionais para se reduzir a gravidade de colisões com outros veículos.

Existem dois estágios na desaceleração de um veículo com motor dianteiro em impacto frontal. O primeiro estágio é caracterizado pelo colapso da *crashbox* e das conexões das longarinas com esse último. O segundo estágio é caracterizado pela deformação das estruturas atrás do motor, incluindo o compartimento dos passageiros.

A desaceleração média medida na coluna B de um VLP em uma colisão frontal contra uma barreira rígida, abrangendo toda área frontal do veículo (FWRB) a 55km/h é de cerca de 300m/s<sup>2</sup>, enquanto a de veículos convencionais é de cerca de 180 m/s<sup>2</sup>.

A duração do pico de aceleração em veículos pequenos (60–80 ms) acontece mais cedo que o pico de desaceleração de veículos convencionais (80–100 ms). A deformação máxima típica da região frontal de um VLP é de 0,4 m, enquanto em veículos convencionais é de 0,5 to 0,7 m. As altas desacelerações devem-se, além da menor distância de deformação da área frontal, mas também da maior rigidez desta última em relação à massa do veículo.

Em colisões frontais, a energia de movimento do ocupante é absorvida pelo sistema de retenção e pela deformação do veículo.

A Figura 7 mostra a eficiência de retenção calculada considerando a aceleração do peito do motorista.

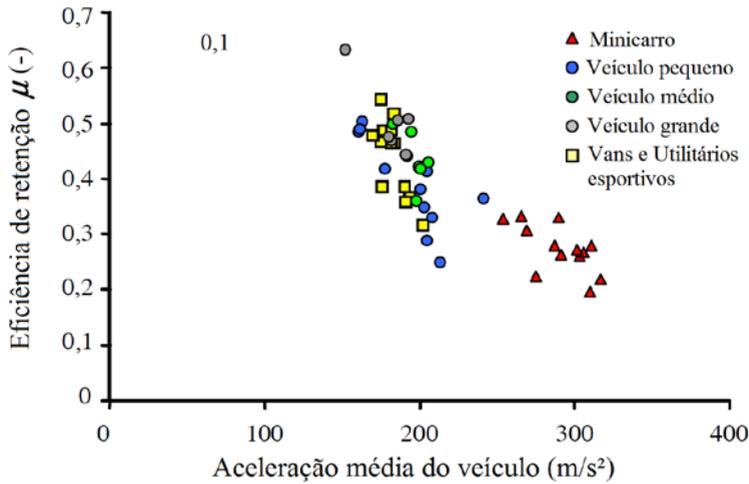


Figura 7 – Eficiência de retenção em teste FWRB a 55km/h (Hollowell, 2012).

Pode-se observar pela figura 7 que a dispersão dos valores correspondentes aos minicarros demonstra uma menor eficiência de retenção e uma maior aceleração média do veículo. Portanto, uma maior parcela de energia inicial de movimento do ocupante deve ser absorvida pelo sistema de retenção em minicarros ou VPLs. A figura 8, a seguir, apresenta os valores de aceleração no eixo longitudinal ao veículo, x, da carroceria do veículo, peito e cabeça do ocupante, para minicarros e sedans pequenos.

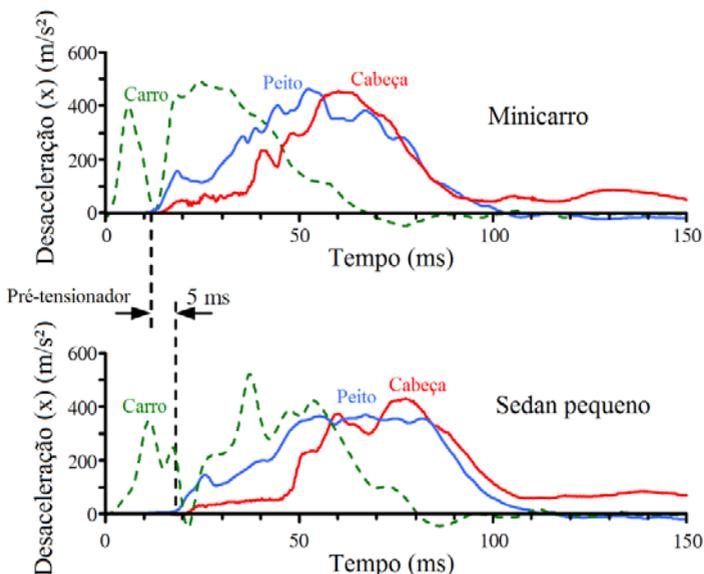


Figura 8 – Desaceleração do carro e do motorista *versus* tempo para minicarros e sedans pequenos - teste FWRB a 55km/h (Hollowell, 2012).

## 2.4. Limites biomecânicos de tolerância a impactos automotivos.

### 2.4.1. Definição.

A Biomecânica pode ser chamada a ciência que aplica os princípios da mecânica de sistemas biológicos, através da análise física de sistemas biológicos, consequentemente análise física de movimentos do corpo humano. Movimento este, estudado através de leis físico-matemáticas, incluindo-se conhecimento anatômico e fisiológico.

Ao contrário do que possa parecer, essa ciência não é de desenvolvimento tão recente. Galileu (1564-1642) e Harvey (1578 - 1658) já trabalhavam nesta área em seus tempos. A biomecânica inclui estudos aprofundados sobre o comportamento dos seres humanos em termos de forças internas e externas, bem como o trabalho de engenharia aplicada. Portanto, não é de se estranhar que muitas áreas diferentes são incluídas na biomecânica: engenharia, epidemiologia, traumatologia, anatomia, biologia e fisiologia.

Uma importante contribuição para o conhecimento sobre a resistência dos humanos a altas cargas e grandes acelerações foi feito

por um americano, o coronel John Stapp, que pessoalmente serviu como o primeiro humano a sofrer uma desaceleração extrema, de 632 mph (aprox. 1.000 km/h) a zero em 1,4 s. Se tomarmos um pulso retangular de desaceleração corresponde a aproximadamente 20g. O coronel John Stapp foi o pioneiro em estabelecer níveis de tolerância ao impacto em humanos.

Seu histórico começou com os testes tipo trenó-foguete na Base Aérea de Holloman, no Novo México, em 1954, se voluntariando a submeter-se a acelerações de até 40g. Os dados obtidos nos testes com o coronel Stapp ainda representam a base para a quantificação da tolerância humana a aceleração em muitas aplicações. Além de seu próprio trabalho voluntário perigoso, ele dirigiu inúmeros outros programas de investigação de segurança envolvendo voluntários humanos, animais e cadáveres. Os equipamentos e técnicas desenvolvidas sob a sua orientação se tornaram padrões nesta área de pesquisa e contribuíram muito para o avanço da segurança.

A partir desses longos estudos e testes, foram tomados os critérios de proteção que servem como os limites de tolerância biomecânica descritos na próxima seção, os quais estão sempre sendo revistos e aprimorados para descrever com a maior fidelidade o comportamento dos órgãos humanos sob condições mecânicas extremas.

#### 2.4.2. Limites de tolerância a lesões.

A classificação mais importante de lesões tomada em toda a comunidade internacional é feita através da chamada Escala Abreviada de lesões - *Abreviate Injury Scale* (AIS). Os dados utilizados em aplicações automotivas abrangem uma gama de 0 a 6 (tabela 3).

Tabela 3 - Classificação de gravidade AIS (Selfert *et al*, 2002).

| AIS | Código de severidade    |
|-----|-------------------------|
| 0   | Sem lesão               |
| 1   | Pouco                   |
| 2   | Moderado                |
| 3   | Sério                   |
| 4   | Severo                  |
| 5   | Crítico                 |
| 6   | Lesões máximas (mortal) |

Para ilustrar de forma mais clara a relação entre a descrição de lesões e AIS, a Tabela 29 no anexo B fornece uma descrição mais detalhada das lesões por membros.

Os limites de tolerância a lesões dependem da idade, sexo, antropometria, massa, distribuição de massa, e condições específicas.

Uma classificação de lesões externas na foi feito pelo professor L. Patrick da Universidade Estadual de Wayne. Quando se utiliza para-brisas laminados, cintos de segurança e *airbags*, este tipo de lesão (na cabeça, no caso) é significativamente reduzida. Por exemplo, os limites para a testa são 80g, 30g o nariz e o queixo 40g.

O mecanismo de lesão para as partes internas do corpo humano é muito mais complicado para determinar. O maior problema é, sem dúvida, o nível de carregamento sobre o cérebro, das vértebras cervicais e o deslocamento dos órgãos internos. Para a cabeça, o nível de tolerância é a limitação do nível de aceleração no sentido anteroposterior, com um valor de 80 g durante um período de mais de 3ms, que não devem ser excedidos.

Um trabalho de base sobre o assunto foi realizado por *Wayne State University* sob a supervisão do Professor L. Patrick. Nesta experiência, foram utilizados cadáveres embalsamados e impactado uma placa plana rígida ou deformável. Pode-se afirmar claramente que esta é a base para muitas decisões de tomada de regras na criação dos limites especificados.

### **2.4.3. Head Protection Criterion ou HIC.**

O *Head Injury Criterion* (HIC), ou "critério de traumatismo craniano", é uma medida quantitativa da probabilidade de traumatismo ou lesão na cabeça resultante de um impacto. O HIC pode ser usado para avaliar a segurança relacionada a veículos, equipamentos de proteção pessoal e equipamentos desportivos. É apresentado sem unidade definida, segundo (Henn, 1998) porém, está relacionado com a aceleração resultante sofrida pela cabeça durante um determinado período de tempo. A variável é calculada a partir do histórico aceleração/tempo registrado por um acelerômetro montado no centro de gravidade da cabeça de uma pessoa, quando esta é exposta às forças do impacto.

Isto significa que o HIC inclui os efeitos da aceleração da cabeça e da duração da aceleração. Acelerações grandes podem ser toleradas por períodos extremamente curtos.

Em um HIC de 1000, uma em cada seis pessoas sofre uma lesão encefálica fatal (mais precisamente, uma probabilidade de 18% de lesão

grave, de 55% de lesão séria e de 90% de lesão moderada na cabeça de um adulto médio). A figura 9 apresenta a curva de Patrick, que correlaciona a tolerância de carregamentos no cérebro humano em função do tempo de exposição do órgão a acelerações.

O índice de gravidade (SI) pode ser calculado pela seguinte fórmula:

$$SI = \int_0^T a^{2.5}(t) dt . \tag{2.1}$$

Onde  $a$  é a aceleração resultante medida no centro de gravidade da cabeça e  $t$  é o tempo.

Do ponto de vista biomecânico, um nível máximo de HIC 1000 não deve ser ultrapassado para uma medição de aceleração unidirecional.

O HIC é definido como:

$$HIC = \left\{ \left( \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} a_h dt \right)^{2.5} (t_2 - t_1) \right\}_{\max} < 1000 . \tag{2.2}$$

onde  $t$  é expresso em segundos,  $a_h$  é a aceleração resultante medida na cabeça, e  $t_1$  e  $t_2$  são pontos de tempo arbitrárias.

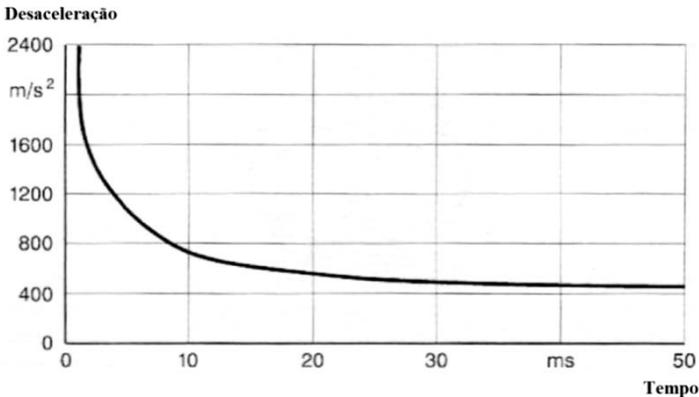


Figura 9 – Curva de Patrick (Selfert *et al*, 2002).

#### 2.4.4. Chest Severity Index – CSI.

O *Chest Severity Index* - CSI é definido como:

$$CSI = \left[ \int_{t_1}^{t_2} a_c(t)^{2,5} dt \right] \quad (2.3)$$

Onde  $a_c$  é a aceleração do peito em  $m/s^2$  e  $t_1$  e  $t_2$  são os tempos iniciais e finais da colisão, respectivamente.

Para colisões frontais, a avaliação biomecânica se baseia na determinação da média máxima esperada de valores AIS para os ocupantes resultando de duas causas: lesões na cabeça  $AIS_h$  e lesões no peito  $AIS_c$ .

Os valores esperados de  $AIS_h$  and  $AIS_c$  para um ocupante são determinados pelo HIC e CSI usando as curvas da figura 10. O número AIS total - *overall AIS* (OAIS) é definido como o valor máximo de  $AIS_h$  e  $AIS_c$ , logo:

$$OAIS = \max[AIS_h, AIS_c] \quad (2.4)$$

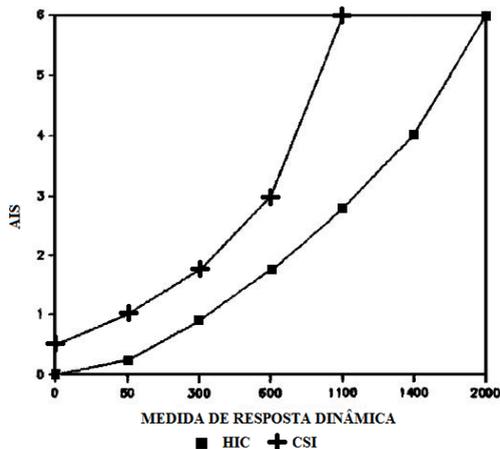


Figura 10 – Correlação da resposta dinâmica dos ocupantes em função da escala abreviada de lesões (Hollowell, 1985).

O custo social do acidente para o ocupante pode ser estimado utilizando a AIS, conforme descrito na tabela 4.

Tabela 4 – Custo total de acidente em função de AIS (Hollowell, 1985).

| <b>AIS</b> | <b>Código de severidade</b> | <b>Custo social absoluto (US\$)</b> |
|------------|-----------------------------|-------------------------------------|
| 1          | Pouco                       | 2,190                               |
| 2          | Moderado                    | 4,350                               |
| 3          | Sério                       | 8,085                               |
| 4          | Severo                      | 86,955                              |
| 5          | Crítico                     | 192,240                             |
| 6          | Fatal                       | 287,175                             |

#### 2.4.5. Limites biomecânicos toleráveis – cabeça.

Os limites biomecânicos de tolerância a impactos descritos a seguir mostram os valores máximos para cada região do corpo humano para o impacto frontal offset efetuado pelo Programa para avaliação de veículos novos da Europa, o (EuroNCAP, 2013)<sup>1, 2</sup>.

Tabela 5 - Limite superior de desempenho – cabeça.

| <b>Limite superior de desempenho</b> |      |                                 |
|--------------------------------------|------|---------------------------------|
| HIC36                                | 650  | (5% risco de lesão $\geq$ AIS3) |
| Aceleração resultante excedendo 3 ms | 72 g |                                 |

Tabela 6 - Limite inferior de desempenho – cabeça.

| <b>Baixo desempenho e limite inferior de desempenho</b> |       |                                  |
|---|-------|----------------------------------|
| HIC36   | 1000* | (20% risco de lesão $\geq$ AIS3) |
| Aceleração resultante excedendo 3 ms                    | 88 g  | (*Limite EEVC)                   |

Se não há *airbag* montado no volante, são considerados os seguintes requisitos para o teste de impacto frontal (Tabela 7):

Tabela 7 - Limite inferior de desempenho – cabeça (sem *airbag*).

|                                      |        |
|--------------------------------------|--------|
| HIC36                                | <1000* |
| Aceleração resultante excedendo 3 ms | <88 g  |

(\*Limite EEVC)

*Nota 1: Os limites EEVC são limites biomecânicos considerados pelo EuroNCAP segundo os relatórios EEVC WG de 1996 (EEVC, 1996).*

*Nota 2: São considerados dois limites para cada parâmetro, um limite superior, no qual valores abaixo destes são considerados adequados e recebem pontuação total na avaliação do veículo e um limite inferior, cujos valores acima destes últimos são inaceitáveis e resultam em nenhuma pontuação na avaliação do veículo.*

Testes com uma massa de 6,8 kg, simulando a cabeça, especificadas no Regulamento ECE 12, são realizadas no volante. São escolhidos os locais mais agressivos e dois testes são requeridos: um para a junção do centro com os raios do volante e outro para a junção dos raios com o aro do volante. A avaliação é feita, então, com base nos seguintes critérios (Tabelas. 8 e 9):

Tabela 8 - Limite superior de desempenho – cabeça (sem *airbag*).

| <b>Limite superior de desempenho</b> |      |
|--------------------------------------|------|
| Pico de aceleração resultante        | 80 g |
| Aceleração resultante excedendo 3 ms | 65 g |

Tabela 9 - Limite inferior de desempenho – cabeça (sem *airbag*).

| <b>Baixo desempenho e limite inferior de desempenho</b> |       |
|---|-------|
| HIC36   | 1000  |
| Pico de aceleração resultante                           | 120 g |
| Aceleração resultante excedendo 3 ms                    | 80 g  |

#### 2.4.6. Limites biomecânicos toleráveis – pescoço.

Tabela 10 - Limite superior de desempenho – pescoço.

| <b>Limite superior de desempenho</b> |                 |                       |                  |
|--------------------------------------|-----------------|-----------------------|------------------|
| Cisalhamento                         | 1,9 kN por 0 ms | 1,2 kN por 25 – 35 ms | 1,1 kN por 45 ms |
| Flexão                               | 2,7 kN por 0 ms | 2,3 kN por 35 ms      | 1,1 kN por 60 ms |
| Extensão                             | 42 Nm           |                       |                  |

Tabela 11 - Limite inferior de desempenho – pescoço.

| <b>Baixo desempenho e limite inferior de desempenho</b> |                 |                       |                          |
|---|-----------------|-----------------------|--------------------------|
| Cisalhamento  | 3,1 kN por 0 ms | 1,5 kN por 25 – 35 ms | 1,1 kN por 45 ms*        |
| Flexão  | 3,3 kN por 0 ms | 2,3 kN por 35 ms      | 1,1 kN por 6 ms*         |
| Extensão  | 57 Nm*          | 2,9 kN por 35 ms      | (Risco grande de lesões) |

(\*Limites EEVC)

#### 2.4.7. Limites biomecânicos toleráveis – peito.

Tabela 12 - Limite superior de desempenho – peito.

| <b>Limite superior de desempenho</b> |         |                                 |
|--------------------------------------|---------|---------------------------------|
| Compressão                           | 22 mm   | (5% risco de lesão $\geq$ AIS3) |
| Critério viscoso                     | 0,5 m/s | (5% risco de lesão $\geq$ AIS4) |

Tabela 13 - Limite inferior de desempenho – peito.

| <b>Baixo desempenho e limite inferior de desempenho</b> |          |                                  |
|---|----------|----------------------------------|
| Aceleração max. em x                                    | 40 a 60g | $t > 3ms$                        |
| Compressão  | 50 mm*   | (50% risco de lesão $\geq$ AIS3) |
| Critério viscoso  | 1,0 m/s* | (25% risco de lesão $\geq$ AIS4) |

(\*Limite EEVC)

Tabela 14 - Valores toleráveis para coluna cervical.

| <b>Limite inferior de desempenho</b>                   |              |
|--|--------------|
| Aceleração max. na direção do deslocamento do veículo. | 30 a 40 g    |
| Aceleração max. na direção vertical do veículo.        | 15 a 18 g    |
| Força cisalhante max.                                  | 1,2 a 2,6 KN |

(SAE ASH, 2003).

#### 2.4.8. Limites biomecânicos toleráveis - pélvis/fêmur/joelho.

Tabela 15 - Limite superior de desempenho – fêmur e região pélvica.

| <b>Limite superior de desempenho</b>               |        |                               |
|--|--------|-------------------------------|
| Compressão do fêmur                                | 3,8 kN | (5% Risco de lesão do pelvis) |
| Deslocamento compressivo de deslizamento do joelho | 6 mm   |                               |

Tabela 16 - Limite inferior de desempenho – fêmur e região pélvica.

| <b>Limite inferior de desempenho</b>               |                           |                                |
|--|---------------------------|--------------------------------|
| Compressão do fêmur                                | 7,56 kN por $\geq 10$ ms* | (Limite de fratura do fêmur)   |
| Deslocamento compressivo de deslizamento do joelho | 15 mm*                    | (Limite de falha do ligamento) |

(\*Limites EEVC)

Os esforços de compressão do fêmur são avaliados a partir gráficos de valores cumulativos, com os limites sendo função do tempo. O ponto mínimo da curva desse gráfico fornece o valor desejado.

#### 2.4.9. Limites biomecânicos toleráveis – tíbia.

Tabela 17 - Limite superior de desempenho – tíbia.

| <b>Limite superior de desempenho</b> |      |
|--------------------------------------|------|
| "Índice tíbia"                       | 0,4  |
| Compressão da Tíbia                  | 2 kN |

Tabela 18 - Limite inferior de desempenho – tíbia.

| <b>Baixo desempenho e limite inferior de desempenho</b> |       |                        |
|---|-------|------------------------|
| "Índice tíbia"  | 1,3*  |                        |
| Compressão da Tíbia                                     | 8 kN* | (10% Risco de fratura) |

(\*Limite EEVC)

#### 2.4.10. Limites biomecânicos toleráveis - pés/tornozelos.

Tabela 19 - Limite superior de desempenho – pés/tornozelos.

| <b>Limite superior de desempenho</b> |        |
|--------------------------------------|--------|
| Recuo máximo do pedal                | 100 mm |

Tabela 20 - Limite inferior de desempenho – pés/tornozelos.

| <b>Limite inferior de desempenho</b> |        |
|--------------------------------------|--------|
| Recuo máximo do pedal                | 200 mm |

*Notas:*

- 1. O deslocamento do pedal é medido para os pedais sem carga aplicada a eles.*
- 2. Se um pedal é projetado para desarmar sua montagem durante o impacto, não é considerado o deslocamento do mesmo, desde que ele mantenha uma resistência significativa ao movimento.*

## 2.5. Sistemas de retenção do ocupante

### 2.5.1. Cintos de segurança

O principal sistema de retenção de um veículo é o cinto de segurança (figura 11, em vermelho), o qual é formado por um cadarço flexível total ou parcialmente incorporado ao banco e tem duas principais e importantíssimas funções:

- Manter o ocupante no lugar;
- Aproveitar a deformação do veículo para absorver a energia cinética do ocupante.



Figura 11 – Cinto de segurança de três pontos com pré-tensionador (Auto Průhonice - Volvo, 2014).

Estes sistemas foram desenvolvidos a partir do momento que se constatou que era possível controlar o impacto do corpo do ocupante nas superfícies internas do habitáculo, com o objetivo de minimizar as consequências do acidente sobre o corpo do mesmo. Nos EUA, na década de 1920, uma frota estimada em três milhões de veículos já atingia a marca de 10000 mortos em acidentes de trânsito e se iniciava um interesse de analisá-los de uma maneira mais profunda. Em função de muitos pesquisadores atribuírem os acidentes somente a causa humana, concentravam seus estudos no comportamento do motorista.

Na década de 1950, um novo conceito emergiu com os pesquisadores iniciando a análise do segundo impacto: a colisão do ocupante com a superfície do habitáculo do veículo. Estudos sugeriam

que muitos ferimentos em acidentes de automóvel poderiam ser minimizados ou evitados. Entre vários aperfeiçoamentos, iniciou-se um movimento sério para a utilização de sistemas de retenção em veículos rodoviários. O veículo em um impacto sofre uma enorme força contrária ao seu movimento implicando em uma desaceleração extrema, da ordem de 15 a 50 vezes a aceleração da gravidade. O ocupante, neste caso, permanece na mesma velocidade que o veículo vinha antes do impacto, e permanecerá nesta até atingir alguma área do compartimento interno do veículo que neste momento já estará parado ou já com alguma velocidade contrária. A desaceleração do ocupante será consideravelmente maior que a do veículo já que a deformação da superfície impactada certamente será muito menor que a do veículo.

Para minimizar as consequências sobre o ocupante foram desenvolvidos os sistemas de retenção com o objetivo de vincular o corpo do ocupante a estrutura do veículo. Mantendo este vínculo é possível manter a desaceleração do corpo do ocupante a níveis equivalentes ao do veículo aproveitando a deformação do veículo e a deformação do sistema de retenção, evitando dentro de certos limites o impacto do ocupante contra as superfícies internas do habitáculo.

Segundo (ARS, NHTSA, 2013) a rigidez do cinto de segurança é de, aproximadamente, oito a nove por cento de alongamento por unidade de carga para os cintos do motorista e passageiro dianteiro.

### **2.5.2. Pré-tensionadores**

O cinto de segurança é o principal elemento dos sistemas de retenção, mas dependendo do acidente permite um deslocamento muito grande da cabeça do ocupante que eventualmente pode atingir algum componente do veículo. Para minimizar esta possibilidade e aumentar a eficácia do cinto foram desenvolvidos dispositivos pré-tensionadores (figura 12) que são muito utilizados atualmente e que eliminam as folgas do cinto, retendo o ocupante ao banco desde o início do impacto.

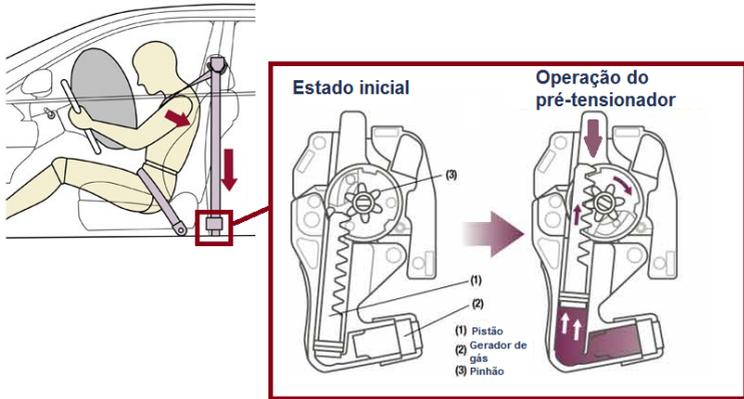


Figura 12 – Ação do pré-tensionador (Toyota, 2014).



Figura 13 – Pré-tensionador do retrator.

Em geral, o tempo de disparo - *Time To Fire* (TTF) dos sistemas de pré-tensionadores é de 9-10 ms para minicarros, e de 15-18 ms para carros maiores. O TTF é um dos principais parâmetros a serem considerados para otimizar a proteção aos ocupantes de minicarros.

Mais recentemente, os cintos de segurança incorporaram o dual pré-tensionador com disparadores pirotécnicos no retrator e na ancoragem do fecho. Ele é ajustado com estratégias fixas pré-programadas de disparar -não disparar, dependendo das condições do acidente

No pré-tensionador de fecho, um disparador pirotécnico movimentava um pistão, o qual puxa um cabo conectado ao fecho, de

forma que, quando acionado, reduz o comprimento da haste do fecho, conforme ilustrado na figura 14.

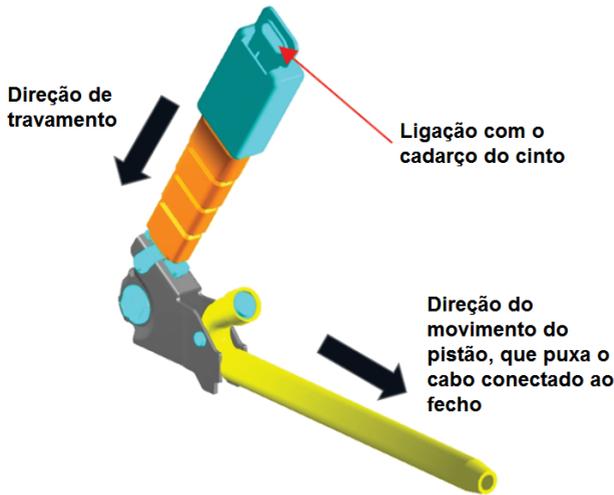


Figura 14 – Pré-tensionador do fecho - (ARS, NHTSA, 2013).

### 2.5.3. Motorized Seat Belt (MSB)

O cinto de segurança motorizado - *Motorized Seat Belt* (MSB) (figura 15) é um elemento do retrator pelo qual um motor elétrico enrola o cadaço do cinto removendo, de maneira suave, a folga do mesmo ao se detectar uma situação de acidente iminente (não substitui a atuação do pré-tensionador acima descrito). A sua atuação requer três tipos de informações de *pré-crash*.

- Primeiro, o MSB serve para prover um alerta tátil para o ocupante, quando um acidente é iminente, que pode alertar o condutor para iniciar uma manobra evasiva ou frenagem.

- Segundo, o MSB pode reduzir o movimento para frente do ocupante durante uma frenagem de emergência, mantendo a posição de dirigir adequada.

- Terceiro, ele pode remover a folga do cinto e, com isso, aumentar a eficiência do sistema de retenção, se de fato acontecer uma colisão.



Figura 15 – Cinto de segurança motorizado (Takata, 2014).

#### 2.5.4. Limitadores de carga

O limitador de carga atua quando a força exercida no cadoarço do cinto atinge certo nível limite, permite que o cadoarço alivie a tensão, limitando a força a um patamar tolerável para o ocupante. Ele funciona por meio de uma barra de torção associada ao rolo do retrator, a qual é projetada para torcer plasticamente, aliviando a tensão do cadoarço do cinto, conforme a figura16 a seguir.

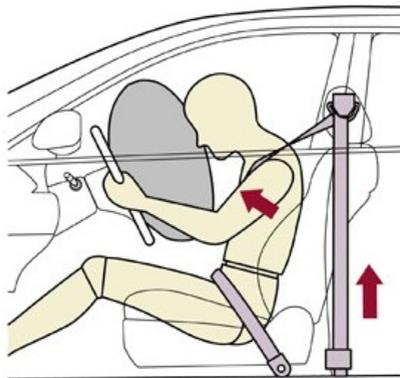


Figura 16 – Ação do limitador de carga - Toyota 2014.

Os limitadores de carga atuais podem ser comutáveis, de duplo estágio, ou adaptáveis, referido como um absorvedor de energia inteligente.

Retratores limitadores de carga padrão têm uma única carga de absorção de energia, que deve abranger a toda a gama de tamanhos de ocupantes nos cenários de acidentes. Os limitadores do tipo

absorvedores de energia inteligentes - *Intelligent Energy Absorber* (IEA) possuem carga limitante adaptável, fornecido pelo dispositivo de duplo estágio, permitindo três níveis de limitadores de carga para cobrir toda a gama de tamanhos de ocupantes: alto, baixo e intermediário, como mostrado na Figura 17.

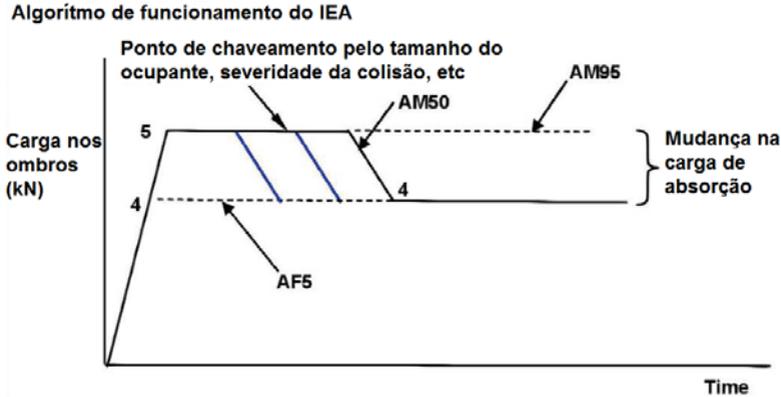


Figura 17 - Operação do IEA em função da carga e do tempo e disparo (ARS, NHTSA, 2013).

O nível de carga é um parâmetro que pode ser ajustado por meio de informações de detecção pré-colisão, que pode classificar o ocupante e tipo de acidente.

Os níveis típicos de um limitador de carga de vários estágios são:

- Baixo: 3,85/1,75 kN;
- Intermediário: 4,20/2,10 kN;
- Alto: 4,55/2,45 kN.

### 2.5.5. *Dynamic Locking Tongue (DLT)*

A fivela com travamento dinâmico - *Dynamic Locking Tongue* (DLT) é um dispositivo com uma lingueta que, em condições normais, funciona como uma fivela padrão, permitindo que o cadarço do cinto se desloque através de sua ranhura; Entretanto, quando a parte pélvica do cinto é carregada pelo pré-tensionador, ou pelo movimento do ocupante sob impacto frontal, o DLT trava a fivela do cinto (figura 18), prevenindo o deslocamento do cinto da parte torácica para a parte pélvica.

O efeito resultante é o de isolar a parte pélvica do cinto em termos de carregamento, em relação ao restante do mesmo. Um potencial benefício do DLT é que ele pode ajudar na melhor retenção da pélvis do ocupante, o que pode reduzir os carregamentos no fêmur e na tíbia, devido ao efeito de mergulho do ocupante no assento e contato com o painel/*airbag* de joelho. A redução do deslocamento do cinto também pode ajudar a reduzir a compressão do peito do ocupante, sendo outro benefício do DLT. O DLT é considerado, por enquanto, de parâmetro de carga fixa, em termos de acionamento.

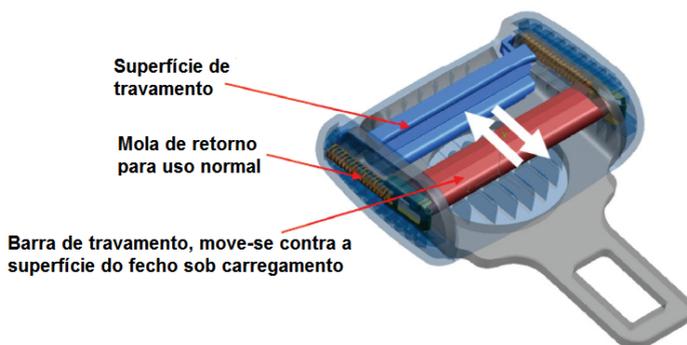


Figura 18 - Fivela com travamento dinâmico – (ARS, NHTSA, 2013).

## 2.5.6. Sistemas suplementares de retenção - *Airbags*

Os *airbags* complementam a função dos cintos de segurança, agindo conjunta e simultaneamente com o objetivo de reter o movimento para frente dos ocupantes dos assentos dianteiros - *airbag* frontal, ou para os lados - *airbag* lateral e de cabeça, em fortes colisões (figura 19). Os tipos mais comuns são os frontais, (obrigatórios por lei no Brasil em 100% dos veículos de passeio desde 2014) que ficam alojados no volante e no painel de instrumentos para maior proteção dos ocupantes dos bancos dianteiros.

Segundo relatório do NHTSA (DLT ARS NHTSA, 2013), em termos de material constituinte, apesar de existirem cerca de 60 diferentes tipos de materiais da bolsa do *airbag*, 31% das bolsas para o motorista e passageiro dianteiro são de Nylon predominantemente ou contêm alguma variação desse material.



Figura 19 - Airbag em funcionamento (www.240km.com, 2014).

Fornecendo uma proteção adicional, os *airbags* reduzem os riscos de ferimentos na cabeça e no tórax, amortecendo o seu movimento contra o volante e o painel do automóvel, ou contra as laterais do veículo (*sidebag*) (figura 20). Esses dispositivos são eletronicamente programados para serem ativados em colisões de características específicas: os *airbags* dianteiros, por exemplo, são disparados em fortes colisões frontais ou fronto-obíquas. Em colisões mais leves, laterais, traseiras ou em capotamentos, o dispositivo normalmente não é ativado.

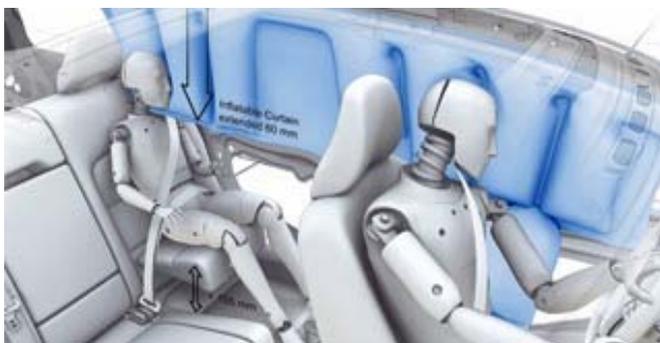


Figura 20 - Airbags laterais em funcionamento (Danawa - Volvo, 2014).

Um dos critérios mais utilizados para definição do tempo de disparo (TTC) dos *airbags* frontais é o critério “5 inch (127 mm) – 30 ms”.

O deslocamento livre (sem cinto de segurança) longitudinalmente (eixo x) ao veículo é calculado por:

$$x = - \int_0^t \int_0^t a(t) dt dt \quad (2.5)$$

onde a(t) é a aceleração do ocupante.

O ocupante sem cinto não será lesionado pelo disparo do *airbag* se o mesmo já estiver totalmente inflado quando o deslocamento em x do ocupante tiver alcançado 127 mm.

Levando em conta o tempo de enchimento do *airbag*, o TTF deverá acontecer em entre 25 a 30 ms antes do deslocamento "127 mm" do ocupante. A tabela 21, a seguir, apresenta as condições de utilização do *airbag* e pré-tensionadores em colisões frontais.

Tabela 21 - Projeção de funcionamento do *airbag* frontal.

| TIPO DE COLISÃO FRONTAL          | CARACTERÍSTICAS DA COLISÃO   | TIPO DE PROTEÇÃO                                     |
|----------------------------------|--|--|
| <b>Baixa a média intensidade</b> | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Pouca troca de energia (deformação apenas em partes de acabamento e/ou não estruturais do veículo).</li> <li>- Pouco ou nenhum contato dos ocupantes com partes internas do veículo.</li> </ul>   | Cinto de segurança                                   |
| <b>Média intensidade</b>         | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Significativas deformações na travessa frontal do chassi, suspensão e/ou <i>subframe</i>, porém sem ocorrer diminuição significativa do compartimento do motor.</li> <li>- Contato dos ocupantes com partes internas do veículo, porém sem possibilidade de ocorrer ferimentos graves e/ou com sequelas permanentes.</li> </ul> | Cinto de segurança + Pré-tensionador                 |
| <b>Média a alta intensidade</b>  | <ul style="list-style-type: none"> <li>- Grandes deformações estruturais com ou sem redução do espaço de sobrevivência dos passageiros.</li> <li>- Impacto dos ocupantes com partes internas do veículo, com risco provável de ocorrência de ferimentos graves e/ou sequelas permanentes.</li> </ul>   | Cinto de segurança + Pré-tensionador + <i>Airbag</i> |

Para proteção lateral, são utilizados os *airbags* laterais ou *sidebags*. Dispostos geralmente nos bancos ou nas portas são acionados mais rapidamente do que os frontais e sua função é a de proteção em diversos tipos de impactos laterais e capotamentos, não tanto pelo fato de reduzirem a desaceleração do ocupante, mas através do aumento da área de contato do corpo do ocupante com o interior do veículo, reduzindo a pressão sobre as vértebras e órgãos lombares.

Os *airbags* de cabeça ou tipo “cortina” têm exclusiva função de proteção para a cabeça de todos os ocupantes situados nos assentos próximos às laterais do veículo. São acionados em conjunto com os *sidebags* e ficam instalados geralmente nas colunas A e C, ou no teto do veículo, podendo ainda serem exclusivos para os passageiros dos assentos da frente, sendo uma extensão dos *sidebags* até o teto (para veículos mais baratos). Os *airbags* de cortina permanecem inflados por mais tempo, quando é detectada uma condição de capotamento.

Outras aplicações de retenção suplementar por *airbags* são: *airbags* de joelho, centrais entre os ocupantes dianteiros, de proteção traseira para a cabeça em veículos com traseira muito curta, entre outros.

### **2.5.7. Bancos e encostos de cabeça**

O encosto de cabeça, em qualquer acento do veículo, tem como sua principal função, a de proteger a coluna cervical, amparando a cabeça em caso de batida na traseira do carro.

Quando ocorre este tipo de colisão, o veículo é acelerado para frente fortemente e, caso o encosto do banco não tivesse este aparato, quando o corpo humano é arremessado de encontro a ele devido à inércia, a cabeça tende a manter o movimento, tracionando a região do pescoço, que é uma região frágil com relação a este tipo de esforço. O (EuroNCAP, 2014) (figura 21), possui protocolos rigorosos de avaliação dos assentos. Encostos de cabeça ativos são programados para, no evento de uma colisão traseira, assumir uma posição favorável à proteção dos ocupantes. Assim sua função é garantida mesmo que o usuário não os tenha regulado de maneira apropriada.



Figura 21 – Teste de encosto de cabeça (*whiplash*) do EuroNCAP (EuroNCAP, 2014).

### 2.5.8. Motorized Seat Ramp (MSR)

O Assento com rampa motorizada *Motorized Seat Ramp* (MSR) (ARS, NHTSA, 2013) é um dispositivo suplementar de retenção que evita o mergulho da pélvis do ocupante no assento do veículo, em caso de colisões frontais, através do levantamento de uma rampa abaixo da espuma do assento (figura 22). O MSR é atuado eletricamente, é reversível e usa informações de *pre-crash* para determinar quando a ativação é necessária.



Figura 22 – Assento com rampa motorizada - *Motorized Seat Ramp* (NHTSA, D. O. T., 2013).

### 2.5.9. Testes NCAPs, NHTSA e IIHS

Ao longo das décadas, os fabricantes, inicialmente nos EUA, depois Europa, Austrália, Japão e Coreia do Sul, por conta das exigências governamentais, através de institutos governamentais de segurança, programas independentes de segurança e de centros de avaliação de veículos novos NCAP – (*New Car Assessment Program*), promoveram e continuam promovendo um constante aperfeiçoamento no nível de segurança dos veículos como um todo.

Um fato decorrente dessa exigência de segurança foi o aumento da eficiência das carrocerias em absorver impactos e preservar os ocupantes através de uma célula de sobrevivência mais sólida e que distribua melhor as forças de impacto. Como exemplos qualitativos, na figura 23 a seguir, são mostradas fotos de impacto de diferentes gerações do VW Golf alemão.



Figura 23 – Evolução do desempenho global em impacto frontal de um veículo médio (EuroNCAP, 2014).

Nesses testes, os veículos colidem 40% da área frontal a 64km/h a uma barreira deformável. É notável a melhoria da absorção do impacto na área frontal, a estabilidade da estrutura e a visível menor intrusão da cabine a cada geração. As fotos foram capturadas entre 0,16 e 0,17s após o impacto para serem comparáveis (instante de maior deformação para veículos desse porte, nessas condições de impacto).

Atualmente existem os seguintes programas de avaliação principais (*CarhS - SafetyWissen*, 2014):

- ANCAP - *Australasian New Car Assessment Program*;
- Asean NCAP - *New Car Assessment Program for Southeast Asia*;
- C-NCAP - *Chinese New Car Assessment Programme*;
- Euro NCAP - *European New Car Assessment Programme*;
- Global NCAP - *Global New Car Assessment Program*,
- IIHS - *Insurance Institute for Highway Safety*;
- JNCAP *Japan New Car Assessment Programme*;
- KNCAP - *Korean New Car Assessment Programme*;
- Latin NCAP - *Latin New Car Assessment Programme*;
- NHTSA - *National Highway Traffic Safety Administration*;
- US NCAP - *US New Car Assessment Programme*.

Os procedimentos descritos a seguir mostram os aspectos gerais da preparação e execução do impactos frontais regulamentados efetuados pelo programa para avaliação de veículos novos, ou *New Car Assessment Programme* - NCAPs, em cada continente.

- FWRB - *Full-Width Rigid Barrier* (barreira rígida de total abrangência):

Impacto frontal com 100% da área frontal colidindo contra uma barreira rígida;

- FWDB - *Full-Width Deformable Barrier* (barreira deformável de total abrangência):

Impacto frontal com 100% da área frontal colidindo contra uma barreira deformável;

- ODB - *Offset Deformable Barrier* (barreira rígida de parcial abrangência):

Impacto frontal com *offset*, ou seja, colisão com impacto frontal envolvendo apenas 40% da frente do veículo. Esse teste representa uma prova estrita da capacidade do automóvel para suportar impactos sem sofrer intrusão na cabine dos ocupantes.

As leituras obtidas a partir dos *dummies* (bonecos devidamente instrumentados para aquisição de dados da colisão detalhados na seção a seguir) são utilizadas para avaliar a proteção proporcionada aos passageiros adultos que viajam na parte da frente do veículo (figura 24).

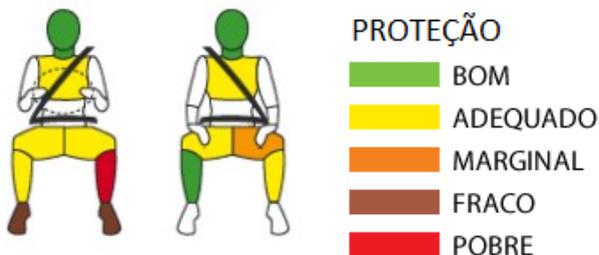


Figura 24 - Esquema de classificação de severidade de lesões do EuroNCAP/LatinNCAP (EuroNCAP, 2014).

Todo veículo é submetido a um impacto contra uma barreira fixa e deformável, feita de alumínio em estrutura colmeia ou *honeycomb*. Este impacto simula um tipo frequente de colisões em estradas que acabam em lesões graves ou mortais, ou seja, a colisão frontal entre dois carros de similar massa.

Já que a maioria das colisões frontais envolve somente a parte da frente do carro, o teste é elaborado para simular o impacto entre as partes dianteiras de cada veículo.

### 2.5.10. *Dummies*

Os *crash test dummies* (figura 25) são dispositivos de teste em escala real antropomórfica - *full-scale Anthropomorphic Test Devices* (ATD) que simulam as dimensões, proporções de peso e articulações do corpo humano e, geralmente, são instrumentados para obter de dados sobre o comportamento dinâmico do ATD em impactos experimentais de veículos.

Estes dados podem incluir variáveis como velocidade do impacto, forças de compressão, flexão ou torção em membros, bem como as taxas de desaceleração sofridas durante uma colisão.

## Dummies adultos para impacto frontal/traseiro



|                       | Peso (kg) | Altura sentado (cm) | Instrução para calibração                            |
|-----------------------|-----------|---------------------|--|
| Hybrid II 50 % Male   | 74.4      | 90.7                | CFR 49 Part 572, Subpart B                           |
| Hybrid III 5 % Female | 49.1      | 78.7                | SAE Engineering Aid 25<br>CFR 49 Part 572, Subpart O |
| Hybrid III 50 % Male  | 77.7      | 88.4                | CFR 49 Part 572, Subpart E<br>1999/98/EG             |
| Hybrid III 95 % Male  | 101.2     | 93.5                | SAE Engineering Aid 26                               |
| BioRID II             | 77.7      | 88.4                | User Manual  |

## Dummies adultos para impacto lateral



|                    | Peso (kg) | Altura sentado (cm) | Instrução para calibração                               |
|--------------------|-----------|---------------------|---|
| Eurosid 1          | 72.0      | 90.4                | Eurosid 1 Certification Procedure<br>96/27/EG, ECE R-95 |
| ES-2               | 72.0      | 90.9                | FTSS - User Manual / ECE R-95                           |
| ES-2 re            | 72.0      | 90.9                | CFR 49 Part 572, Subpart U                              |
| US-SID             | 76.7      | 89.9                | CFR 49 Part 572, Subpart F                              |
| US-SID/Sid-H3      | 77.2      | 89.9                | CFR 49 Part 572, Subpart M                              |
| SID IIs            | 44.5      | 79.0                | User Manual   |
| SID IIs FRG        | 44.0      | 78.7                | CFR 49 Part 572, Subpart V                              |
| WorldSID 5% Female | 48.27     |                     | User Manual   |
| WorldSID 50% Male  | 74.88     | 87.0                | User Manual   |

## Dummies infantis



|                      | Peso (kg)  | Altura sentado (cm) | Instrução para calibração      |
|----------------------|------------|---------------------|--------------------------------|
| P0, P4, P6, P10      | 3.4 - 32.0 | 34.5 - 72.5         | User Manual                    |
| P1½                  | 11.0       | 49.5                | P1½ User Manual                |
| P3                   | 15.0       | 56.0                | User Manual                    |
| Q1                   | 9.6        | 47.9                | Q1 User Manual                 |
| Q1½ (18m)            | 11.1       | 49.9                | Q1,5 User Manual               |
| Q3                   | 14.5       | 54.4                | Q3 User Manual                 |
| Q6                   | 23.0       | 63.6                | Q6 User Manual                 |
| Q10                  | 35.5       | 73.4                | Q10 User Manual (Rev. A Draft) |
| CRABI 12m            | 10.0       | 46.4                | CFR 49 Part 572, Subpart R     |
| Hybrid II - 3 Jahre  | 15.1       | 57.2                | CFR 49 Part 572, Subpart C     |
| Hybrid II - 6 Jahre  | 21.5       | 64.5                | CFR 49 Part 572, Subpart I     |
| Hybrid III - 3 Jahre | 16.7       | 54.6                | CFR 49 Part 572, Subpart P     |
| Hybrid III - 6 Jahre | 23.4       | 63.5                | CFR 49 Part 572, Subpart N     |

Figura 25 - Resumo dos tipos de *dummies* atuais (CARHS.de, 2014).

|           |                      | Dummies para impacto frontal |           |            | Dummies para impacto lateral |        |         |           | Dummies para impacto traseiro |           | Dummies infantis |      |        |          |          |
|-----------|----------------------|------------------------------|-----------|------------|------------------------------|--------|---------|-----------|-------------------------------|-----------|------------------|------|--------|----------|----------|
|           |                      | Hybrid 50%                   | Hybrid 5% | Hybrid 95% | ES-2                         | ES-2re | SID-IIs | World SID | Hybrid 50%                    | BioRID II | Crabi            | Cami | Hybrid | P Series | Q Series |
| Europa    | ECE R94              | •                            |           |            |                              |        |         |           |                               |           |                  |      |        |          |          |
|           | ECE R95              |                              |           |            | •                            |        |         |           |                               |           |                  |      |        |          |          |
|           | ECE R44              |                              |           |            |                              |        |         |           |                               |           |                  |      | •      | 1)       |          |
|           | ECE R129             |                              |           |            |                              |        |         |           |                               |           |                  |      |        | •        |          |
|           | Euro NCAP            | •                            | 1)        |            | •                            |        |         | 1)        |                               | •         |                  |      |        |          | •        |
| EUA       | FMVSS 208            | •                            | •         |            |                              |        |         |           |                               |           | •                |      | •      |          |          |
|           | FMVSS 214            |                              |           |            |                              | •      | •       | 2)        |                               |           |                  |      |        |          |          |
|           | FMVSS 213            |                              |           |            |                              |        |         |           |                               |           | •                | •    | •      | •        | 3)       |
|           | FMVSS 202a           |                              |           |            |                              |        |         |           | •                             |           |                  |      |        |          |          |
|           | U.S. NCAP            | •                            | •         |            |                              | •      | •       | 2)        |                               |           |                  |      |        |          |          |
|           | IIHS                 | •                            |           |            |                              |        | •       |           |                               | •         |                  |      |        |          |          |
| ASIA      | Japan Trias 47 (1-4) | •                            |           |            | •                            |        |         |           |                               |           |                  |      |        |          |          |
|           | JNCAP                | •                            | •         |            | •                            |        |         |           |                               | •         |                  |      |        |          |          |
|           | China Regulation     | •                            |           |            | •                            |        |         |           |                               |           |                  |      |        |          |          |
|           | China NCAP           | •                            | •         |            | •                            |        | •       |           |                               | •         |                  |      |        | •        |          |
|           | Korean NCAP          | •                            | •         |            | •                            |        |         | 2)        |                               | •         |                  |      |        |          | 2)       |
| Austrália | ADR (Frontal, Side)  | •                            |           |            | •                            |        |         |           |                               |           |                  |      |        |          |          |
|           | Australian NCAP      | •                            |           |            | •                            |        |         |           |                               | •         |                  |      |        | •        |          |
| GTR       | GTR 7                |                              |           |            |                              |        |         |           |                               | •         |                  |      |        |          |          |
|           | GTR 14 (Pole Side)   |                              |           |            |                              |        | •       |           |                               |           |                  |      |        |          |          |

1) Planejado para 2015

2) Planejado para 2017 ou depois

3) NHTSA planeja usar o Q3s para futuros testes de impacto sob a FMVSS 213

Figura 26 - Aplicação dos dummies por tipo de aplicação em crash tests (CARHS.de, 2014).

Dentre os tipos descritos na figura 26, o Hybrid III 50% masculino (utilizado nas simulações numéricas deste trabalho), conforme (Carhs SafetyWissen App, 2014) é o boneco de testes mais utilizados no mundo para a avaliação dos sistemas de segurança automotiva em testes de colisão frontal.

Originalmente desenvolvido pela General Motors, o projeto Hybrid III é hoje mantido e desenvolvido pela Humanetics em conjunto com a Sociedade de Engenheiros Automotivos - Society of Automotive Engineers "(SAE), Comitês de biomecânica e da National Highway Transport and Safety Administration (NHTSA).

Considera-se que este dispositivo tem uma grande capacidade de biofidelidade e de instrumentação. Revisões mais recentes têm melhorado a biofidelidade na gama de movimento, principalmente de

membros inferiores. O *dummy* também pode ser usado em muitas aplicações não automotivas, tais como cadeiras de rodas e equipamentos médicos e esportivos. A Humanetics oferece modelos de elementos finitos de seus manequins para os programas de simulação LS-DYNA, PAM-CRASH, ABAQUS e RADIOSS, juntamente com serviços de consultoria de modelagem em FEM.

#### Características construtivas básicas do *Hybrid III 50th Percentile Male Crash Test Dummy*:

- O crânio e calota craniana são peças de alumínio fundido com capas de vinil removível. O pescoço é uma estrutura segmentada de borracha e alumínio com um cabo central interno. Ele simula com precisão os momentos de rotação, flexão e extensão típicos da coluna cervical humana;

- A caixa torácica é representada por seis costelas de aço de alta resistência com material amortecedor para simular as características força-deflexão do peito. Cada costela compreende nervuras anatômicas de ambos os lados em uma peça contínua no esterno e ancorada na parte posterior da coluna vertebral torácica;

O conjunto do esterno inclui uma barra para o potenciômetro rotativo de deflexão do peito. O ângulo entre o pescoço e parte superior do tronco é determinada pela construção do suporte do pescoço, que pode incorporar um transdutor de seis eixos. As clavículas são de alumínio e contêm sensores na interação com os cintos de segurança;

- A montagem curva da coluna lombar em borracha permite uma flexibilidade própria de uma pessoa e é montada à pélvis através de uma célula de carga lombar de três eixos. A pelve é uma espuma de vinil moldada sobre uma peça fundida de alumínio;

- As ligações do fêmur são tipo *ball-joints* e simulam as características humanas de momento/rotação em relação ao quadril. O fêmur, tíbia e tornozelo podem ser instrumentados para indicar fratura óssea e os elementos do joelho podem avaliar eventuais lesões ligamentares entre a tíbia e fêmur. Os pés e tornozelos simulam compressão do calcanhar e a gama de movimentos do tornozelo.

### 2.5.11. *Sled test*

Atualmente, diversos equipamentos existentes no mercado são capazes de reproduzir tais pulsos de desaceleração, com trenós impulsionados por sistemas pneumáticos que aceleram no sentido inverso a montagem a ser testada.

Para o caso de impactos com velocidade inicial diferente de zero, são utilizados diferentes sistemas de parada, entre hidráulicos, pneumáticos, além de sistemas de tubos de aço de seção circular e comprimentos diferenciados, fixados em uma placa através de pinos, conforme, utilizado pela VW do Brasil, ilustrado por (Bugelli, 2005) nas figuras 27 e 28.

Existem trenós “genéricos” apropriados para testes com *HydroBrake*, freio por barra de flexão ou freio de tubos testando diferentes configurações possíveis e diferentes componentes como câmera, iluminação, sistemas de medição podem ser montados.

Uma descrição mais detalhada dos tipos de ensaio tipo *sled test* se encontra no anexo D.



Figura 27 - *Sled test* utilizado pela VWB (Bugelli, 2005).



Figura 28 - Detalhe do sistema de parada do *Sled test* utilizado pela VWB (Bugelli, 2005).

### 2.5.12. Efeito *Pitching*

De acordo com (Instron, 2014), o efeito *pitching* (figura 29) descreve o levantamento da traseira do veículo durante uma colisão frontal. Normalmente, esse efeito não é reproduzido em *sled tests* ou nas simulações computacionais de *sled tests* com precisão suficiente.

O valor de HIC, por exemplo, pode ser de até 40% superior (dependendo do tipo de veículo) em um sistema de simulação de acidente sem efeito *pitching*, em comparação com um teste de colisão destrutiva real. Para reduzir esta discrepância a um nível tolerável, a mesma Instron desenvolveu um trenó que reproduz esse efeito.



Figura 29 - *Sled test* com reprodução do efeito *pitching* (Instron, 2014).



### 3. SISTEMAS DE ABSORÇÃO DE ENERGIA

#### 3.1. Definição

Segundo (Alghamdi, 2001), um absorvedor de energia é um sistema que converte, total ou parcialmente, a energia cinética em outra forma de energia. A energia convertida pode ser reversível, como a energia de pressão em fluidos compressíveis e energia de tensões elásticas em sólidos, ou irreversível, como a energia de deformação plástica.

No projeto de um absorvedor de energia colapsável, tem-se como objetivo que o dispositivo absorva a maior parte da energia cinética em seu interior de forma irreversível. A conversão da energia cinética em deformação plástica depende, além de outros fatores, da magnitude e do método de aplicação das cargas, taxas de transmissão, padrões de deformação ou de deslocamento e propriedades do material.

#### 3.2. Mecanismos de absorção de energia

Durante a segunda metade do século passado foi investigado um grande número de problemas de impacto, especialmente no campo da resposta dinâmica de estruturas na região plástica. Isso contribuiu para uma melhor compreensão dos modos de falha e dos padrões de dissipação de energia durante o impacto dessas estruturas. Essa informação é importante para se desenvolver estruturas mais seguras, reduzindo-se, assim, as perdas humanas e de recursos materiais. A aplicação deste campo da engenharia está disponível para uso em uma ampla variedade de situações, que incluem aspectos como a resistência à colisões de veículos de vários tipos (carros, elevadores, aviões, navios, etc) (Jonson e Walton, 1983), barreiras de impacto em rodovias (Reid, 1998), segurança de reatores nucleares (Kanae *et al*, 1984), danos de pontes rodoviárias (Alghamdi, 2000), além de estruturas *offshore* e navios petroleiros (Valenti, 1999).

Os componentes dos absorvedores de energia de deformação podem ser do tipo: tambores de aço, tubos circulares, anéis tubulares, tubos de seção quadrada, tubos corrugados, colunas de cantos múltiplos, *frusta* (cones circulares truncados), células “*honeycomb*”, placas sanduíche e outras formas específicas, tais como tubos de paredes finas circulares escalonados. Estes elementos podem ser dispostos numa grande variedade de geometrias. Alguns dos modos de colapso mais conhecidos incluem, flambagem axial de tubos (Galletly, 1985), esmagamento lateral de tubos (Johnson e Reid, 1977) e (Reid *et al*,

1983), inversão de tubos (Al-Hassani *et al*, 1972) e (Chirwa, 1993), entre outros.

Os absorvedores podem, ainda, serem utilizados preenchidos com líquidos, espumas (Reddy e Wall, 1988) e (Nahas, 1993), madeira (Reddy, 1993) e areia. Estes elementos podem ser dispostos numa variedade de geometrias. Muitos pesquisadores investigaram a taxa de deformação e absorção de alguns materiais menos convencionais na mecânica, como madeira (Reid, 1997) e (Harrigan *et al*, 1998) e concreto (Banthia, 1989).

Conforme revisão de (Alghamdi, 2001), Johnson e Reid identificaram os modos dominantes de deformação dos elementos estruturais simples. Em 1985, Reid analisou o progresso em absorvedores de energia metálicos. Mais tarde, Jones publicou um artigo de visão geral da literatura sobre o comportamento plástico dinâmico de estruturas, em que ele citou 194 referências, a maioria dos quais foram publicada após 1978. Em 1993, Reid publicou uma avaliação de deformação plástica de absorvedores de energia axialmente comprimidos.

### 3.2.1. Tubos

Tubos de parede fina representam a forma mais comum de absorvedores de energia de impacto, por conta da sua larga utilização em elementos estruturais. Na seção 3.4 esse tipo de absorvedor é melhor detalhado.

### 3.2.2. Cones circulares truncados de parede fina ou "frusta"

Esse tipo de estrutura (figura 30) tem grande campo de aplicação. A sua utilização em membros estruturais tem sido muito considerada, especialmente por conta do seu comportamento plástico estável quando carregado por compressão axial. A literatura sobre o tema, no entanto, é geralmente escassa (Mamalis e Johnson, 1983). Os cones truncados foram primeiramente estudados por Postlethwaite e Mills (Postlethwaite e Mills, 1970). Eles usaram o método de Alexander para cones de material rígido-perfeitamente plásticos.

Conforme esses autores, a carga média de flambagem ( $P_{av}$ ) para o colapso externo como:

$$P_{av} = 6Yt^{3/2} \sqrt{d + 2x \sin \theta} + 5,59Yt^2 \tan \theta \quad (3.1)$$

Onde,  $Y$  é a tensão de escoamento,  $t$  é a espessura do cone,  $x$  é a deformação,  $d$  é o menor diâmetro do cone e  $\theta$  é o ângulo semi-ápico do tronco de cone.

Mamalis e Johnson (Mamalis e Johnson, 1983) investigaram experimentalmente a compressão quase estática de tubos e cones truncados de alumínio. Seus objetivos eram, entre outras coisas, de determinar os detalhes experimentais dos modos de falha dos cones truncados. Foi observado que as curvas de carga-deflexão dessas estruturas são mais regulares do que as de cilindros. Também, as cargas médias de flambagem aumentam de forma parabólica com o aumento da espessura de parede  $e$ , como esperado, as cargas médias de flambagem decrescem com o aumento do ângulo semi-ápico. Foi observado que cones truncados de paredes muito finas deformaram em forma não-axissimétrica ou diamante, enquanto as mais espessas tenderam a se deformar no tipo axissimétrico ou também chamado de concertina.

Os autores ajustaram equações empíricas em seus resultados para ambos modos concertina e diamante de deformação. Mamalis *et al* (Mamalis *et al*, 1984), repetiram os mesmos resultados experimentais usando aços de baixo carbono em elevadas taxas de deformação (2.5 m/min). Foi observado que a forma axissimétrica inicial muda para o modo diamante e o número de lóbulos aumenta na medida que a relação diâmetro/espessura,  $D/t$ , aumenta. Mamalis *et al*. (Mamalis *et al*, 1986) propuseram um modelo teórico extensivo para descrever a energia plástica dissipada e a carga média de flambagem para cones truncados carregados sob compressão axial para modos concertina de deformação. O modelo teórico foi baseado sem considerar a interação do trabalho plástico dissipado nas dobras plásticas e o alongamento de material. O modelo que fornece a carga média de flambagem é o seguinte:

$$P_{av} = 6Yt^{3/2} \left( \sqrt{d} + 0,95\sqrt{t \tan \theta} \right) \quad (3.2)$$

Mamalis *et al* (Mamalis *et al*, 1986) desenvolveram um modelo teórico extensivo para prever a energia plástica dissipada e a carga média de flambagem para cones truncados carregados sob compressão axial, para modos diamante de deformação. O modelo teórico foi baseado no modelo inextencional desenvolvido Johnson *et al* (Johnson *et al*, 1977). Mamalis e colaboradores (Mamalis *et al*, 1988) melhoraram o modelo analítico para o modo concertina de deformação fazendo o mesmo ser capaz de prever o histórico de deformação dessas

estruturas. Eles obtiveram longas equações para convoluções internas e externas, as quais forneceram resultados muito próximos das curvas experimentais.

Mamalis *et al* (Mamalis *et al*, 1989) estudaram a flambagem axial de cones truncados de PVC em seções quadradas. Um modelo teórico para a carga média de flambagem foi desenvolvido com base no mecanismo de dobramento inextensional para modos de deformação tipo diamante. Boas correlações entre os resultados experimentais e analíticos foram obtidas.

Mamalis *et al* (Mamalis *et al*, 1996) investigaram ainda o colapso axial e tubos e cones truncados em seção quadrada e circular (Mamalis *et al*, 1997) de material e desenvolveram um modelo analítico para os estágios de esmagamento baseado na observação experimental.

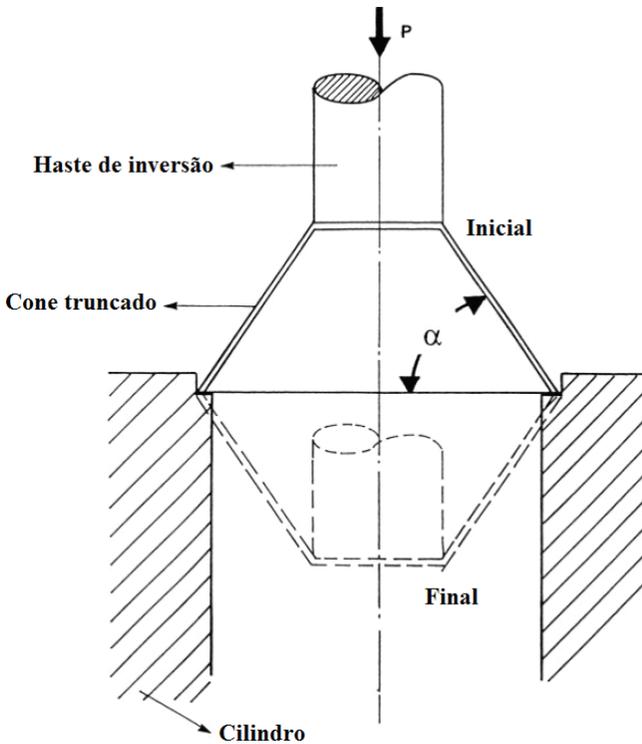


Figura 30 - Inversão de cones truncados de parede fina (adaptado de Aljawi e Alghamdi, 2000).

### 3.2.3. Estruturas multi face

Wierzbicki e Abramowicz (Wierzbicki e Abramowicz, 1983) analisaram a flambagem de estruturas multi face feitas de elementos de placa, através da consideração de dobras fixas regiões toroidais estreitas de alongamento circunferencial e flexão que atuam através da estrutura. Em um caso especial de coluna multi-canto, a carga média de flambagem ( $P_{av}$ ) para o colapso simétrico de tubos de seção quadrada assume a forma:

$$P_{av} = 9,56Yt^{5/3}C^{1/3} \quad (3.3)$$

Onde C é a largura do tubo, t é a espessura da coluna e Y é a tensão de escoamento do material.

Abramowicz e Jones (Abramowicz e Jones, 1984) forneceram uma relação para a força estática média de compressão para colapso axissimétrico de tubos quadrados como sendo:

$$P_{av} = Yt \left( 9,69C^{1/3}t^{2/3} + 0,84C^{2/3}t^{1/3} + 0,58t^2 \right) \quad (3.4)$$

Em 1989, Abramowicz e Wierzbicki (Abramowicz e Wierzbicki, 1989) melhoraram seus modelos anteriores, considerando um ângulo arbitrário entre as placas adjacentes da estrutura. Dessa forma, a carga média de flambagem para esses tubos é dada na forma:

$$P_{av} = 13,06Yt^{5/3}C^{1/3} \quad (3.5)$$

A Eq. (5) leva em conta o fluxo médio de tensão e foi verificado que essa relação fornece uma boa correlação com os resultados experimentais.

### 3.2.4. Estruturas *honeycomb*

Wierzbicki (Wierzbicki, 1983) desenvolveu um modelo para prever a força axial média de estruturas *honeycomb* metálicas. (células hexagonais) baseado no trabalho plástico dissipado por flexão e extensão. A força média de compressão é dada por:

$$P_{av} = 8,61Yt^{5/3}C^{1/3} \quad (3.6)$$

Wu e Jiang (Wu e Jiang, 1997) investigaram experimentalmente o comportamento estático e dinâmico de estruturas *honeycombs* de alumínio e mostraram que um aumento na força de compressão em 74% no caso dinâmico quando comparado com o caso quase estático. Em

contraste, Zhao e Gary (Zhao e Gary , 1998) deram diferentes percentagens, de até 40%, entre os casos estáticos e dinâmicos.

### **3.2.5. Outras formas de absorvedores de impacto**

Outras formas que foram utilizados para absorção de energia de impacto incluem:

1. Quadro em "w" feito de quatro hastes ligadas por três juntas (Johnson e Reid, 1978);
2. Cilindros de seção transversal poligonal submetido para cargas laterais (Johnson e Reid, 1978) e axiais (Mamalis *et al*, 1991);
3. Barreiras de contenção feitas de tubos dobrados (Johnson e Reid, 1978);
5. Sistemas tubulares tridimensionais (Alghamdi, 2000);
6. Inversão de cascas esféricas (De Oliveira e Wierzbicki, 1982) e flambagem axial entre placas rígidas (Gupta *et al*, 1999).

### **3.3. Modos de deformação de tubos de parede fina**

Devido à sua elevada aplicação como elementos estruturais, os tubos são considerados como sendo a forma mais comum e provavelmente a forma mais antiga utilizada na absorção de energia. A energia plástica pode ser dissipada em tubos metálicos de parede fina em vários modos de deformação, incluindo:

1. Inversão;
2. Divisão;
3. Indentação lateral;
4. Achatamento lateral;
5. Flambagem axial.

#### **3.3.1. Inversão de tubos**

Um interessante tipo de absorvedor de energia de impacto é o que utiliza a inversão de tubos, chamado de "*invertube*", que envolve, basicamente, o dobramento simétrico de dentro para fora de um tubo circular de parede fina. Esse método foi introduzido pela General Motors em 1969, como reportado por Al-Hassani *et al* (Al-Hassani *et al*, 1972).

A principal vantagem desse modo de deformação é a carga constante de inversão que pode ser obtida para um tubo uniforme. Características de *invertubes* foram investigadas por Al-Hassani *et al* (Al-Hassani *et al*, 1972), Kinkead (Kinkead, 1983), Chirwa (Chirwa, 1993) e Reid (Reid, 1993) (figura 31). Note que a inversão de tubos é limitada pelo raio base.

Se o raio base é pequeno, a flambagem do tubo será progressiva, se o raio base for grande, haverá o esmagamento com rompimento de parede do tubo. Chirwa (Chirwa, 1993) investigou experimentalmente e analiticamente a inversão de tubos de paredes finas cônicos. Seus testes resultaram em um aumento de 50% na absorção de energia quando comparados a inversão de tubos com parede uniforme.

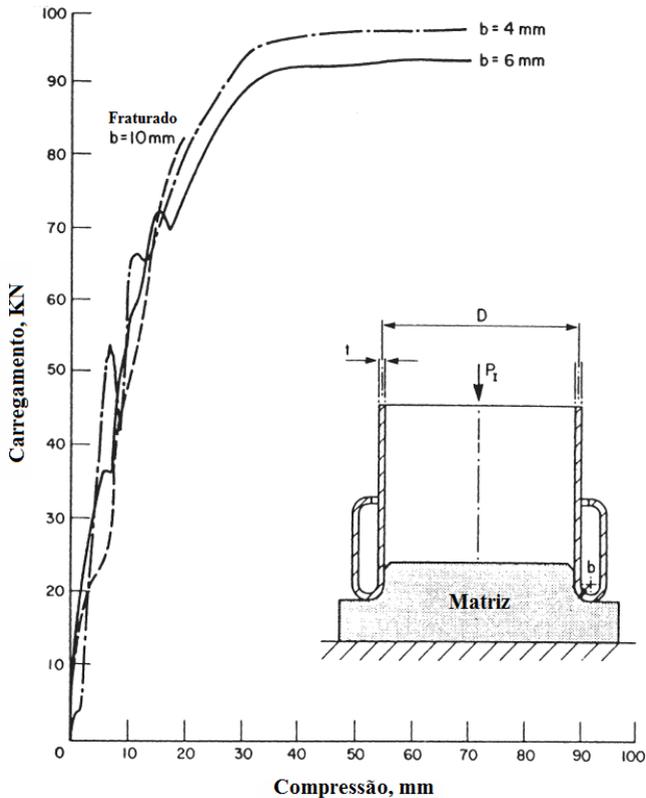


Figura 31 - Inversão de tubos – dobramento para fora por carregamento axial (adaptado de Reid, 1993).

### 3.3.2. Esmagamento com rompimento de parede de tubos “*splitting*”

O esmagamento com rompimento de parede de tubos em tiras ou “*splitting*” é um caso especial de inversão de tubos, onde o raio base é grande suficiente para causar esse modo de falha ao invés da inversão dos tubos (figura 32) (Al-Hassani *et al*, 1972). Em 1972, Ezra e Fay (Ezra e Fay, 1972) identificaram os modos combinados de *splitting* axial com dobras curvas de como um absorvedor de energia eficiente. A energia é dissipada A energia absorvida é dissipada no rasgo do metal do tubo em tiras. Stronge *et al* (Stronge *et al*, 1984) examinou o *splitting* de tubos de seções quadradas, onde dois modos de *splitting* foram identificados, com e sem inversão. O *splitting* foi investigado por outros pesquisadores, incluindo (Reddy e Reid, 1986), (Atkins, 1987), e (Lu *et al*, 1994).

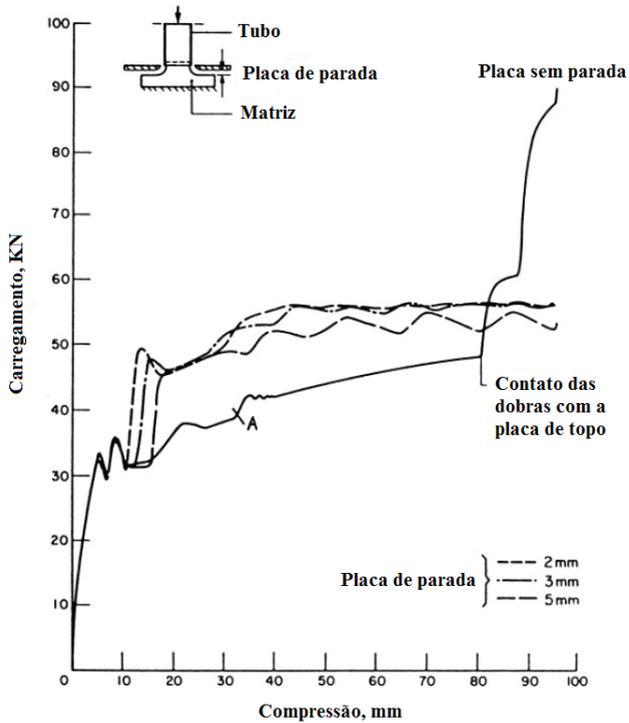
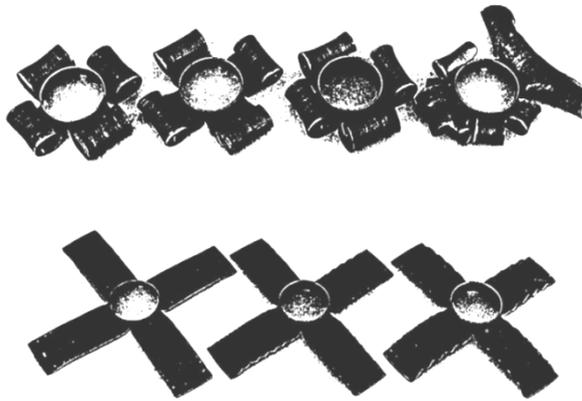


Figura 32 - *Splitting* de tubos por carregamento axial (adaptado de Reid, 1993).

### 3.3.3. Indentação lateral de tubos

Watson *et al* (Watson *et al*, 1976) estudaram o carregamento local de tubos (figura 33), o qual é um exemplo típico de aplicação é um para-choque automotivo sob a ação de uma carga pontual, e reportou um método de cálculo de energia com boa correlação com os dados experimentais.

Esse modo de falha inicia com o amassamento pontual do tubo, seguido do colapso por flexão global. Johnson e Walton (Johnson e Walton, 1983) investigaram experimentalmente as curvas de força-deflexão de 10 tipos diferentes de para-choques automotivos de carros de passeio comuns. A investigação incluiu a penetração local do para-choque considerando o mesmo como uma viga simplesmente apoiada sujeita a um carregamento central.

Seus resultados mostraram que os para-choques suportam uma velocidade máxima de impacto de aproximadamente 2,8 m/s (10 km/h).

Carregamento com dois pontos de aplicação foi também analisado (Reid e Bell, 1982), (Carney e Pothen, 1988), e (Gupta e Sinha, 1990).

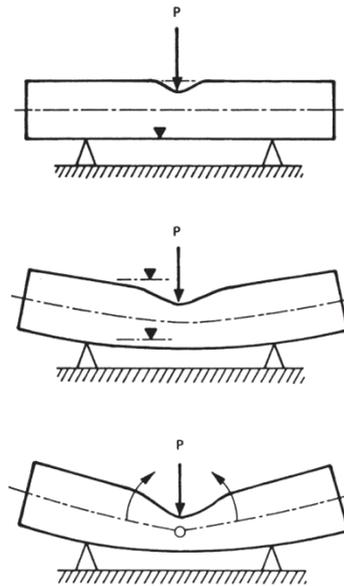


Figura 33 - Carregamento lateral pontual de tubos simplesmente apoiados (adaptado de Thomas *et al*, 1976).

### 3.3.4. Esmagamento lateral de tubos

Mesmo que a quantidade de deformação plástica neste modo não seja tão abrangente como na flambagem axial de tubos, ainda é muito mais eficaz do que na indentação lateral de tubos. Uma análise plástica simples para a compressão lateral de um único tubo foi dada por Deruntz e Hodge (Deruntz e Hodge, 1963). Deste modo, a força de esmagamento (P) é dada por,

$$P = \frac{4Yt^2L}{\sqrt{3}D\left(1 - (\delta/D)^2\right)^{1/2}} \quad (3.7)$$

Onde L é o comprimento do tubo, D é o diâmetro do tubo, Y é a tensão de escoamento e  $\delta$  é a deflexão.

Johnson *et al.* (Johnson *et al.*, 1977) estudaram o comportamento de camadas cruzadas de tubos de parede fina sob carregamento lateral. Reddy e Reid (Reddy e Reid, 1979) investigaram a compressão lateral de tubos e viram que a energia absorvida no sistema restringido são três vezes maiores do que no sistema livre. Gupta e Khullar (Gupta e Khullar, 1995) estudaram o carregamento plano transversal de tubos de seção quadrada e retangular e encontraram boas correlações entre os modelos analíticos e os dados experimentais.

O achatamento de tubos metálicos apoiados entre placas planas (figura 34) foi examinado por diversos pesquisadores, incluindo Johnson *et al.* (Johnson *et al.*, 1977), Carney e Veillette (Carney e Veillette, 1984), Reddy *et al.* (Reddy *et al.*, 1987) e Carney e Pothen (Carney e Pothen, 1988). Reid *et al.* (Reid *et al.*, 1983) mostraram que um aumento significativo na absorção de energia ocorre para um ângulo de apoio de 15°. Wu e Carney (Wu e Carney, 1997) investigaram o colapso inicial de tubos elípticos e concluíram que o carregamento dos tubos elípticos ao longo dos seus eixos principais aumenta a energia dissipada. Em outro trabalho, Wu e Carney (Wu e Carney, 1998) compararam seus resultados experimentais com as previsões de elementos finitos, utilizando o *software* ABAQUS.

Reid *et al.* (Reid *et al.*, 1983) estudaram a flambagem dinâmica de um sistema unidimensional de anéis metálicos, usando a teoria de choque estrutural para modelar a propagação de ondas em um sistema rígido-plástico.

Reid e Reddy (Reid e Reddy, 1983) e Reid e Bell (Reid e Bell, 1984) examinaram experimentalmente os efeitos de inércia de um sistema unidimensional de anéis metálicos sujeitos a impactos de alta velocidade. Os anéis foram soldados em conjunto, utilizando chapas planas. Reddy *et al* (Reddy *et al*, 1991) repetiram o trabalho experimental, com um sistema de extremidade livre onde os anéis foram colocados lado a lado.

Um sistema de dois anéis concêntricos, com uma camada de tubos entre os anéis, orientada de tal modo que os tubos e os anéis têm eixos paralelos, foi investigada experimentalmente por Shrive *et al* (Shrive *et al*, 1984). Reid *et al* (Reid *et al*, 1984), descreveu o modo de deformação e o comportamento de um anel tubular sob cargas estáticas e dinâmicas. Cada anel consistiu em até quatro seções de corte do tubo, a 45° e soldadas entre si, em quatro articulações. As características carga-deformação mostraram aumentos da capacidade de absorção de energia ao longo do tubo livre equivalente. Johnson e Reid (Johnson e Reid, 1978) observaram que, "a energia absorvida por um tubo lateralmente carregado é sempre menor do que a uma axialmente carregada". Devido a relevância deste fato, a compressão de um tubo axialmente carregada é revisto em detalhes a seguir.

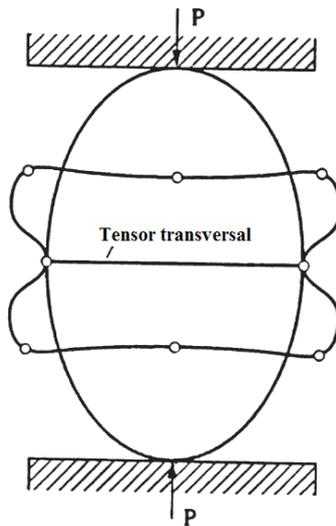


Figura 34 - Esmagamento lateral de tubos entre duas placas planas (adaptado de Wu e Carney, 1997).

### **3.4. Flambagem axial de tubos de parede fina, modelos básicos.**

O fenômeno chamado de flambagem dinâmica progressiva de tubos de parede fina consiste no sanfonamento progressivo e controlado dos mesmos (Jones, 1997), tem grande capacidade de absorção de energia e ocorre na faixa de velocidade de acidentes automobilísticos.

Mesmo assim, para estas velocidades médias, efeitos de inércia são importantes (Karagiozova *et al.*, 2000), com a resposta dinâmica do material influenciando a resposta global da estrutura. Estruturas veiculares devem se deformar progressivamente para minimizar os danos aos passageiros e/ou carga.

#### **3.4.1. Flambagem Global, Progressiva e Dinâmica Plástica.**

Tubos de paredes finas apresentam elevada absorção de energia específica (energia por unidade de volume) e são o tipo mais comum de absorvedor de energia de impacto. Outra forma de colapso em tubos sujeitos a cargas axiais onde ocorre pouca absorção de energia é a flambagem global, caracterizada pela formação de poucas rótulas plásticas localizadas que causam a desestabilização do tubo. Os trabalhos pioneiros de Pugsley e Macaulay e Alexander, da década de 60, já estimavam a resistência estática de tubos circulares.

(Alexander, 1960) supôs que o modo de colapso ocorre na forma de concertina e ainda avaliou o trabalho plástico realizado nas dobras e no estiramento do material nesta região, sendo o modelo analítico detalhado mais adiante. Já (Pugsley e Macaulay, 1960) consideram a ocorrência de dobras em forma de diamante com uma relação baseada em considerações geométricas. Nos diversos métodos de análises referentes ao fenômeno da flambagem progressiva as soluções são dependentes de parâmetros geométricos, como comprimento, espessura e diâmetro do tubo, das condições iniciais e de contorno, e de seu material. (Andrews *et al.*, 1983) classificaram a flambagem axial de tubos cilíndricos sob carregamento quasi-estático em sete categorias diferentes, com base em observações experimentais:

- (a) concertina sequencial;
- (b) diamante sequencial;
- (c) de Euler;
- (d) concertina e diamante;
- (e) concertina simultânea;
- (f) diamante simultânea;
- (g) de inclinação do eixo de simetria do tubo.

As observações experimentais dos autores mostram que os cilindros de espessura (relação diâmetro/espessura - D/t pequena, entre, 80-90) tendem a manter o modo de deformação axissimétrico concertina, enquanto cilindros finos (relação D/t alta) tendem a mudar para o modo diamante (não axissimétrico).

Para valores maiores de D/t, em que um modo de deformação diamante tende a ocorrer, o número de dobras aumenta com o aumento da relação D/t. O modo de diamante apresenta uma absorção de energia menos eficiente do que o modo de concertina.

### 3.4.2. Transição entre os modos de flambagem

(Alves e Karagiozova, 2004) estudaram o comprimento crítico de flambagem, que determina a transição entre os modos de flambagem global e progressivo de tubos.

A Figura 35 ilustra os resultados experimentais para diversos comprimentos de tubos com diâmetro externo de 50,80 mm e espessura de parede de 2 mm, submetidos ao impacto de uma massa de 120 kg a diferentes velocidades e extremidades simplesmente apoiadas.

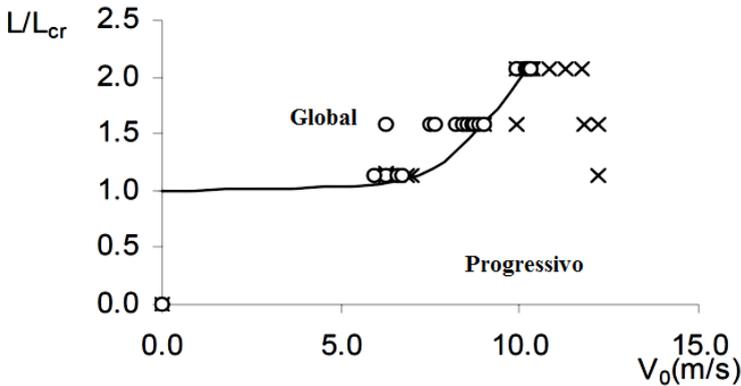


Figura 35 - Influência da velocidade no modo de flambagem de tubos circulares para uma massa de impacto de 120kg (Karagiozova *et al*, 2000).

*Nota!*: É dada maior relevância a esses equacionamentos neste trabalho, pelo fato de terem sido utilizados nas avaliações preliminares do sistema de absorção proposto, passando-se, em seguida, o foco aos modelos numéricos por conta da maior precisão e adaptação aos problemas estudados.

O estudo evidencia a forte influência da velocidade de impacto entre os dois modos de colapso, podendo elevar o comprimento crítico de flambagem em 100%. Quanto maior for a velocidade de impacto, maior será a estabilidade do tubo, e por consequência, a flambagem progressiva pode ocorrer para tubos mais longos.

As propriedades do material também foram estudadas, análises numéricas de materiais com diferentes módulos de encruamento e tensões de escoamento mostram a influência dessas propriedades no comprimento crítico de flambagem

A tensão de escoamento também influi, dado um material com mesmo módulo de encruamento e diferentes tensões de escoamento, tem-se que quanto menor a tensão de escoamento menor será o comprimento crítico de flambagem, isto é, a velocidade de impacto requerida para ocorrer o colapso progressivo é ainda maior.

Alguns dos parâmetros que determinam a transição entre flambagem progressiva e dinâmica plástica são conhecidos experimentalmente para tubos circulares, bem como alguns aspectos relacionados com a flambagem plástica.

O fenômeno de transição entre esses dois modos de flambagem também foi explorado em detalhes em trabalho do Grupo de Mecânica dos Sólidos e Impacto em Estruturas (GMSIE), relatado nas referências (Karagiozova, Alves and Jones, 2000) e (Karagiozova and Jones, 1996) e sumarizado na figura 36, mapeando os modos de flambagem de um tubo de alumínio com a base engastada e a outra extremidade simplesmente apoiada.

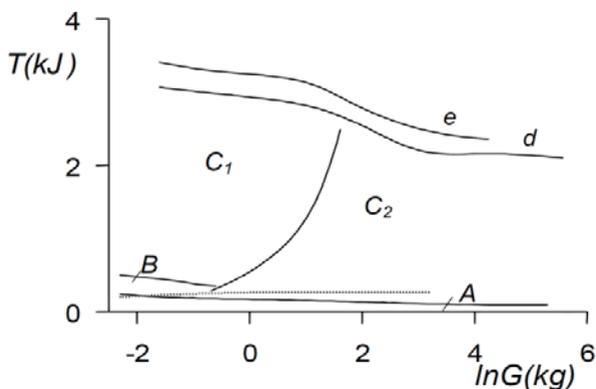


Figura 36 - Influência da massa de impacto no modo de flambagem de um tubo de alumínio de 1"x1,65mm (Karagiozova *et al*, 2000).

Na figura 36, T corresponde à energia cinética e G à massa de impacto. As regiões A, B, C, d, e e representam:

- A - compressão axial uniforme;
- B - flambagem plástica dinâmica;
- C - início da flambagem plástica dinâmica seguida da flambagem progressiva;
- C2 - flambagem progressiva;
- d - máxima energia que pode ser absorvida pela casca feita de material insensível à taxa de deformação;
- e - máxima energia que pode ser absorvida pela casca feita de material sensível à taxa de deformação.

Compressão axial uniforme ocorre em impactos de baixa energia cinética (região A). Nessa região, toda a energia de impacto é absorvida através da compressão axial e expansão circunferencial do tubo, o montante de energia absorvido nesse modo tende a diminuir com o aumento da massa de impacto.

Um aumento da energia de impacto resultará em flambagem da estrutura, porém, o tipo de flambagem irá depender da magnitude da velocidade e da massa de impacto. Altas velocidades resultam em flambagem dinâmica plástica, enquanto que velocidades mais baixas resultam em flambagem progressiva (região C2).

### 3.4.3. Efeitos de Inércia

Os efeitos de inércia em absorvedores de energia de impacto foram investigados por muitos pesquisadores, como Reid e Reddy (Reid e Reddy, 1983) e Harrigan *et al* (Harrigan *et al*, 1999). Reid e Reddy examinaram experimentalmente o efeito de inércia em arranjos unidimensionais de tubos e anéis metálicos comprimidos lateralmente.

Harrigan *et al* estudaram o efeito de inércia tanto experimentalmente quanto numericamente em inversões de tubos metálicos e em compressão axial de estruturas *honeycombs* de alumínio. O efeito de inércia tende a reduzir a força compressiva em inversões de tubos na medida em que a velocidade de inversão aumenta. A massa invertida ajuda a “puxar” o material pela matriz e, conseqüentemente, a reduzir a força de compressão.

Outras questões, tais como: *scaling* (Atkins, 1987) e (Jones, 1984), o efeito de inércia rotacional (Jones, 1989), fratura frágil (Jones,

1989), a sensibilidade de material (Reid, 1996) e coluna com imperfeições foram discutidas na literatura.

O fenômeno da flambagem é sensível tanto à inércia do tubo quanto à inércia da massa de impacto. Tubos sujeitos a mesma energia de impacto, porém sob diferentes combinações de velocidade e massa alteram a configuração final deformada, variando-se da esquerda para direita, alta velocidade e baixa massa, para massa alta e velocidade baixa. (figura 37).

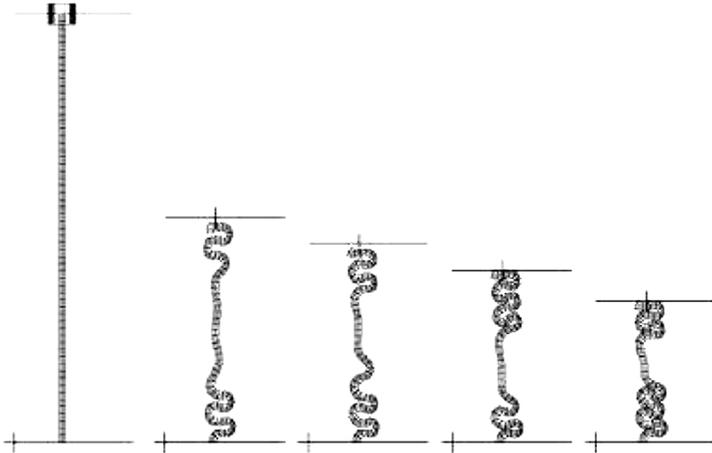


Figura 37 - Dobras axissimétricas para diferentes combinações de massa e velocidade de impacto para um valor de energia constante (Karagiozova *et al*, 2000).

O comprimento deformado reduz quanto se aumenta a velocidade de impacto para uma mesma energia cinética, indicando que mais energia é necessária para o amassamento total do tubo.

Assim, para uma dada energia de impacto, a força média exercida na estrutura, calculada dividindo-se a energia pela deformação, aumenta com a velocidade de impacto e decresce com a massa de impacto (figura 38).

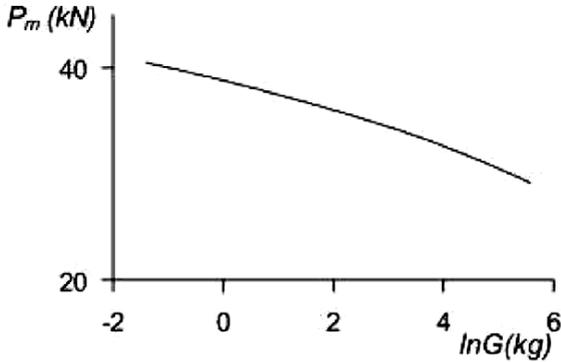


Figura 38 - Variação da força média de amassamento pela massa de impacto (Karagiozova *et al*, 2000).

Esse fenômeno acontece pela influencia da inércia radial do tubo, já que mais energia é absorvida pela fase de compressão do tubo quanto maior a velocidade. Assim, a diferença entre a energia inicial e a absorvida pela compressão, que é a responsável pela formação das dobras, reduz com o aumento da velocidade de impacto.

#### 3.4.4. Modelo Analítico de Flambagem Progressiva

A análise de estruturas operando em regime de impacto pode ser extremamente complexa, pois inclui efeitos não lineares como grandes deformações, plasticidade e contato. Como ilustração, a figura 39, extraída de (Guillow e Grzebieta, 2001), mostra o comportamento experimental força versus deslocamento de um tubo circular ao ser comprimido sob carga estática.

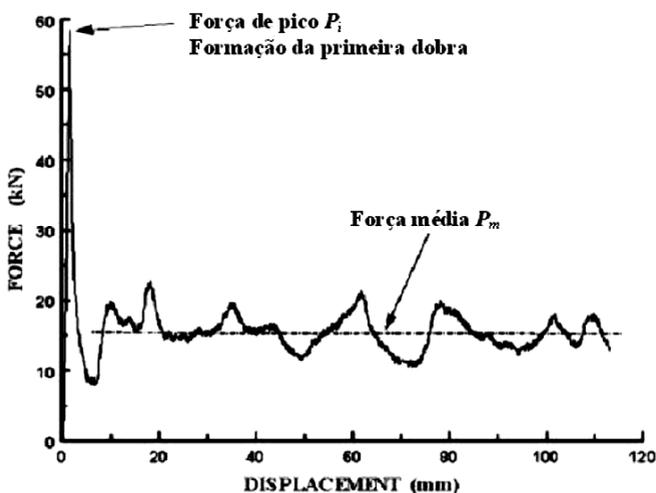


Figura 39 - Gráfico experimental Força x Deslocamento,  $P_m$  é a carga média (Jones, 2012).

O modelo analítico descrito a seguir foi extraído de Alexander e servirá para posterior comparação com o modelo mais recente de (Abramowicz e Jones, 1986).

Inicialmente, considera-se o material perfeitamente plástico, isto é, a tensão de escoamento ( $\sigma_0$ ) é constante e não varia com o acréscimo de deformação plástica. Além disso, uma vez que a energia de impacto é muito maior que a energia elástica máxima que a estrutura pode absorver, pode-se desprezar os efeitos elásticos. Fala-se então de um material rígido, perfeitamente plástico.

O impacto axial de tubos circulares a baixas velocidades (até dezenas de metros por segundo) pode ser considerado como sendo quase estático, e a influência das forças de inércia pode ser ignorada. Essa simplificação é razoável quando a massa de impacto  $G$  for muito superior à massa do tubo ( $m$ ). A força de inércia da massa de impacto é  $G\ddot{u}$ , e a do tubo é da ordem de  $m\ddot{u}$ , onde  $\ddot{u}$  é a desaceleração axial durante o impacto. Quando  $m \ll G$ ,  $m\ddot{u}$  pode ser desprezado.

Considere agora uma viga sujeita a um momento fletor. A máxima tensão permitida não pode exceder  $\sigma_0$ , pois trata-se aqui de um material perfeitamente plástico.

A tensão  $\sigma$  de tração e compressão atuante na seção é função do momento aplicado, distância da linha neutra  $y$  e momento de inércia da seção  $I$ , conforme a expressão:

$$\sigma = \pm \frac{My}{I} \quad (3.8)$$

O primeiro ponto a sofrer escoamento e o mais distante da linha neutra, quando  $y$  valer  $H/2$ . O momento associado a uma tensão  $\sigma_0$  para uma viga com seção transversal retangular de dimensões  $B$  e  $H$  é dado por:

$$M = \frac{2I\sigma_0}{H} = \frac{\sigma_0 BH^2}{6} \quad (3.9)$$

Quando toda a seção transversal estiver plastificada, parte (d), o momento, chamado *momento de colapso de uma viga retangular*, é dado por:

$$M_0 = (F_t + F_c) \frac{H}{4} \quad (3.10)$$

Onde  $F_t$  e  $F_c$  são as forças de tração e compressão atuantes nas seções carregadas, ambas valem:

$$F_t = F_c = \sigma_0 A = \sigma_0 B \frac{H}{2} \quad (3.11)$$

Substituindo, o momento de colapso fica:

$$M_0 = 2\sigma_0 B \frac{H}{2} \frac{H}{4} = \frac{\sigma_0 BH^2}{4} \quad (3.12)$$

Considerando, agora, um tubo de seção transversal circular, de raio  $R$ , espessura  $H$  e comprimento  $L$  conforme indicado na Figura 40a. O tubo é feito de um material perfeitamente plástico com tensão de escoamento  $\sigma_0$  e sujeito a uma força axial  $P$ .

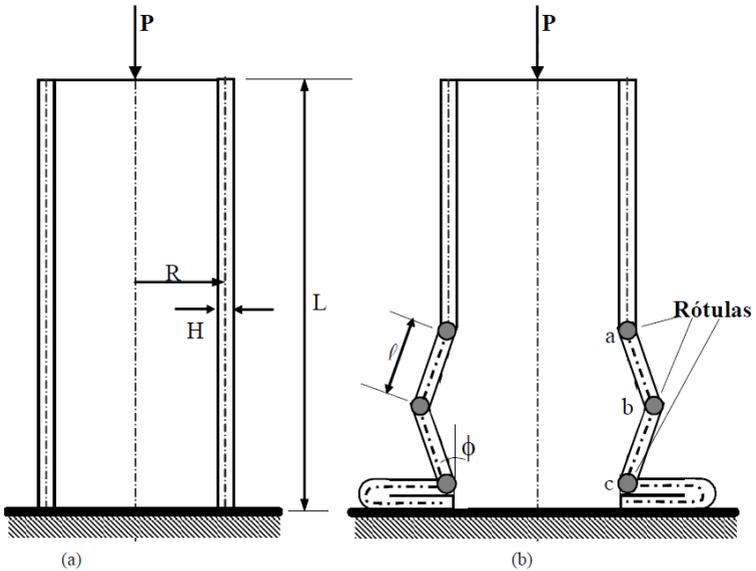


Figura 40 - (a) Geometria do tubo cilíndrico (b). Princípio da formação de rótulas plásticas (Jones, 2012).

Para esse tipo de configuração de carregamento, ocorrerá uma instabilidade do tubo à medida que a carga  $P$  aumenta. Desprezando-se efeitos elásticos, é razoável supor um modo de colapso conforme indicado na Figura 40b, que sugere igualar o trabalho externo,  $P_m \times 2\ell$ , com a energia dissipada internamente.

A energia interna dissipada na formação das rótulas plásticas a e c vale:

$$dD_1 = 2M_0 d\phi R d\theta \quad (3.13)$$

Onde  $\phi$  é o ângulo circunferencial que vai de  $0^\circ$  a  $360^\circ$ ,  $D_1$  fica

$$D_1 = 2 \int_0^{2\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} M_0 R d\phi d\theta \quad (3.14)$$

$$D_1 = 4\pi R M_0 \frac{\pi}{2} \quad (3.15)$$

Onde,

$$M_0 = \frac{2\sigma_0}{\sqrt{3}} \frac{H^2}{4} \quad (3.16)$$

é o momento de colapso por unidade de comprimento circunferencial quando o critério de von Mises é usado. Deve-se, ainda, considerar a energia interna dissipada pela rótula plástica  $b$  que pode ser escrita como:

$$dD_2 = 2M_0 d\phi (R + \ell \text{sen}\phi) d\theta \quad (3.17)$$

Ou

$$D_2 = \int_0^{2\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} 2(R + \ell \text{sen}\phi) M_0 d\phi d\theta = 4\pi M_0 \left( R \frac{\pi}{2} + \ell \right) \quad (3.18)$$

Por fim, as porções  $ab$  e  $bc$  são alongadas circunferencialmente, consumindo parte da energia externa aplicada. Para o cálculo desta energia, temos de multiplicar a carga pelo deslocamento:

$$dD_3 = \sigma_0 A d\bar{\varepsilon}_\ominus 2\pi R \quad (3.19)$$

Onde  $A$  é a área da seção e  $d\bar{\varepsilon}_\ominus$  é um incremento de deformação médio dado por:

$$d\bar{\varepsilon}_\ominus = \frac{d\varepsilon_\ominus}{2} \quad (3.20)$$

e a deformação  $d\varepsilon_\ominus$  ao longo de  $ab$  e  $bc$  é dada por:

$$d\varepsilon_\ominus = \frac{\ell}{R} [\text{sen}(\phi + d\phi) - \text{sen}(\phi)] \quad (3.21)$$

Do que resulta,

$$d\varepsilon_{\Theta} = \frac{\ell}{R} \cos \phi d\phi \quad (15)$$

$$d\bar{\varepsilon}_{\Theta} = \frac{\ell \cos \phi d\phi}{2R} \quad (3.22)$$

Substituindo  $d\bar{\varepsilon}_{\Theta}$  e A na eq. (3.12), tem-se:

$$dD_3 = \sigma_0 (\ell H + \ell H) \frac{\ell \cos \phi d\phi}{2R} 2\pi R \quad (3.23)$$

$$dD_3 = 2\sigma_0 \ell^2 H \pi \cos \phi d\phi \quad (3.24)$$

$$D_3 = \int_0^{\pi/2} 2\sigma_0 \ell^2 H \pi \cos \phi d\phi = 2\sigma_0 \ell^2 H \pi \quad (3.25)$$

Assim, a energia total consumida durante o processo de deformação plástica e a soma de  $D_1$ ,  $D_2$  e  $D_3$ , definidos nas equações (3.14), (3.17) e (3.25), respectivamente.

$$D_T = 2\sigma_0 H^2 (\pi R + \ell) / \sqrt{3} + 2\pi \sigma_0 \ell^2 H \quad (3.26)$$

Igualando-se o trabalho externo à energia definida na equação (3.20), pode-se obter uma expressão para a força média:

$$P_{m,teor} = \sigma_0 \pi H \left[ H (\pi R / \ell + 1) / \sqrt{3} + \ell \right] \quad (3.27)$$

Derivando-se  $P_m$  em relação a  $l$ , igualando-se a expressão obtida a zero, obtém-se:

$$\ell = \sqrt{\frac{\pi R H}{\sqrt{3}}} \quad (3.28)$$

Que resulta, finalmente, em:

$$\frac{P_{m,teor}}{M_0} = 29,31\sqrt{\frac{R}{H}} + 2\pi \quad (3.29)$$

Substituindo a eq.(3.15) na eq.(3.29), temos a seguinte expressão para  $P_m$ :

$$P_{m,teor} = \frac{\sqrt{3}}{6} \sigma_0 H^2 \left( 29,31\sqrt{\frac{R}{H}} + 2\pi \right) \quad (3.30)$$

De modo análogo, o desenvolvimento das equações para um modelo em que as dobras se formam para o lado interno, temos que a expressão da força média vale:

$$P_{m,teor} = \frac{\sqrt{3}}{6} \sigma_0 H^2 \left( 29,31\sqrt{\frac{R}{H}} - 2\pi \right) \quad (3.31)$$

A aproximação mais correta para expressar a força média de flambagem do tubo, para casos em que a formação de dobras do tipo diamante e concertina é mista, é dada pela média das eq.(3.30) e eq.(3.31).

$$P_{m,teor} = 8,46\sigma_0\sqrt{R/H^3} \quad (3.32)$$

As eq.(3.30) e eq.(3.32) resumem o modelo analítico de (Alexander, 1960) para flambagem de tubos a baixas velocidades. Este modelo considera que apenas uma dobra é formada de cada vez, que a absorção de energia pela estrutura é concentrada nas rótulas plásticas e no estiramento das dobras e que todo o comprimento do tubo está disponível para a flambagem.

Em 1986, (Abramowicz e Jones, 1986) realizaram uma série de ensaios de compressão de tubos e desenvolveram um modelo analítico introduzindo o importante conceito de distância efetiva de flambagem  $\delta_e$  (Figura 41).

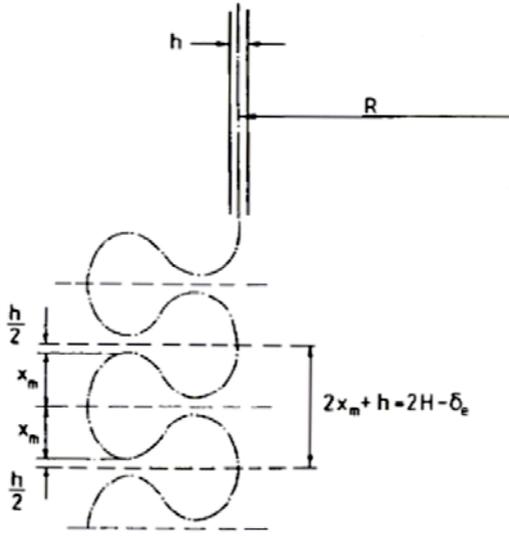


Figura 41 - Modelo utilizado por Abramowicz (Abramowicz e Jones, 1986).

Para dobras axi-simétricas a equação desenvolvida por (Abramowicz e Jones,1986) para força média vale:

$$P_{m,teor} = M_0 \left( \frac{35,68\sqrt{R/H} + 15,09}{0,86 - 0,4016\sqrt{H/R}} \right) \quad (3.33)$$

Onde  $M_0$  vale:

$$M_0 = \sigma_0 \frac{H^2}{4} \quad (3.34)$$

É interessante observar que a máxima tensão que ocorre durante o evento de impacto de tubos circulares vale, segundo (Karagiozova, Alves and Jones, 2000)

$$\sigma_x = \left( \frac{2}{\sqrt{3}} \right) (\sigma_0 + V_0 \sqrt{\rho E_h}) \quad (3.35)$$

$E_h$  corresponde ao módulo de encruamento do material, e, a partir da máxima tensão, pode-se calcular a força de pico  $P_{i,teor}$ .

$$P_{i,teor} = 2\pi R H \sigma_x \quad (3.36)$$

### 3.4.5. Sensibilidade à taxa de Deformação

O modelo teórico apresentado no item anterior foi desenvolvido para a flambagem progressiva axissimétrica de um tubo sob carregamento axial estático.

No entanto, este modelo pode ser aplicado a casos de impacto a baixas velocidades se a massa de impacto for substancialmente maior que a massa do tubo, conforme descrito anteriormente.

Embora os efeitos de inércia possam ser desprezados, a influência da sensibilidade à taxa de deformação do material pode ser significativa. Isso significa que um tubo de material sensível à taxa de deformação sob carga de impacto acaba por ser mais rígido do que quando carregado estaticamente.

A maneira como a taxa de deformação influencia a tensão de escoamento pode ser antecipada através do modelo de Cowper-Symonds, válida para metais:

$$\sigma_0^d = \sigma_0 \left[ 1 + \left( \frac{\dot{\varepsilon}}{D} \right)^{1/p} \right] \quad (3.37)$$

Onde  $D$  e  $p$  são constantes do material,  $\dot{\varepsilon}$  é a taxa de deformação e  $\sigma_0^d$  e  $\sigma_0$  são as tensões de escoamento dinâmica e a de escoamento estática, respectivamente.

Assim, o material apresenta uma tensão de escoamento dinâmica que aumenta com a taxa de deformação, que por sua vez está diretamente relacionada com a velocidade de impacto e, portanto, varia continuamente durante o evento de impacto. Uma estimativa da taxa de deformação média é sugerida por (Jones, 1997), e vale:

$$\varepsilon = \frac{V_0}{4R} \quad (3.38)$$

### 3.4.6. Iniciadores de Flambagem

Nos problemas experimentais ou numéricos de flambagem axial de tubos de paredes finas, um mecanismo Iniciador de Flambagem - IF é muitas vezes usado para iniciar a dobra progressiva do tubo.

Experimentalmente, o mecanismo de IF pode ser tão simples como um chanfro usinado na extremidade carregada do tubo ou uma série de furos abertos nas regiões próximas da extremidade do tubo. Os

IFs ajudam a melhorar o modo de colapso e a absorção de energia em estruturas sob carregamento de impacto.

(Langseth *et al*, 1999) utilizou imperfeições geométrica em forma de uma meia onda de cosseno em uma das paredes do tubo. Como exemplo de aplicação prática em estruturas de absorção de impacto, os mecanismos de IF utilizado em longarinas de veículos podem consistir em uma série de dobras ou pequenos recortes localizados estrategicamente ao longo de seu comprimento.

(Arnold e Altenhof, 2011) estudaram os efeitos da geometria do tubo sobre a absorção de energia, considerando tubos de diferentes comprimentos e variando o tamanho das descontinuidades, no caso por furos circulares. Modelos de elementos finitos de estruturas de absorção com IFs foram desenvolvidos e validados através da correlação com dados de ensaios.

Um modelo de material foi desenvolvido incorporando parâmetros de mecânica do dano associado ao material. Esses parâmetros foram obtidos através de um processo de calibração baseado em ensaios de tração e de compressão experimentais.



## **4. PROJETO DO ASI**

### **4.1. Objetivo**

O Absorvedor Suplementar de Impacto – ASI tem como objetivo tornar uma colisão frontal menos severa para os ocupantes de um veículo urbano muito pequeno, ainda que o mesmo sistema pode ser aplicado em veículos de concepção mais tradicional.

O mecanismo adotado neste sistema de absorção baseia-se no colapso da estrutura de fixação dos assentos à carroceria do veículo, com colapso por flambagem de tubos circulares de parede fina que compõem o sistema, o ASI permite o deslocamento longitudinal dos bancos e dos ocupantes, absorvendo a energia cinética através da flambagem dinâmica progressiva dos tubos circulares e reduzindo a severidade do impacto para o ocupante durante a retenção do mesmo ao assento.

Ele permite atuação única em caso de acidente, e requer que a fixação dos cintos de segurança (de 3 pontos) sejam feitas diretamente na estrutura dos assentos.

Esse sistema é um dispositivo puramente mecânico, tornando-o pouco dispendioso para a produção industrial, bem como o mesmo não requer grandes mudanças nos projetos originais de assoalho e dos assentos.

### **4.2. Conceito e considerações preliminares**

Conforme já mencionado anteriormente, o ASI tem como função a redução do pico de desaceleração do ocupante em impactos frontais e traseiros através do deslocamento da estrutura fixada ao banco (em azul), deformando os componentes de absorção de alumínio (em laranja) ao longo da estrutura de apoio (em cinza) fixada no túnel central, conforme a figura 42 a seguir:

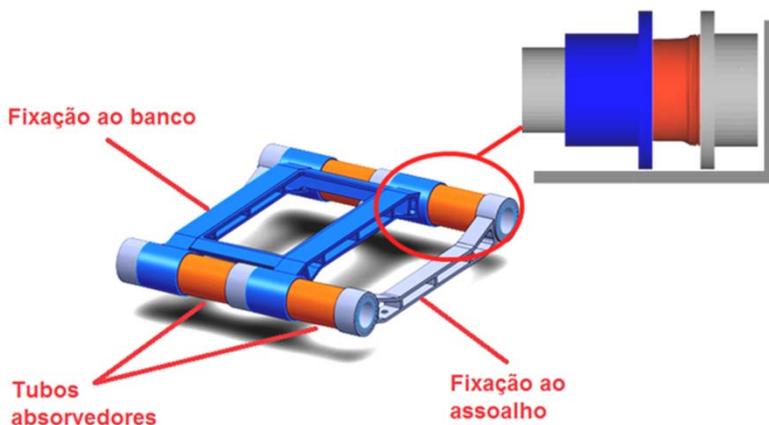


Figura 42 - ASI - Absorvedor Suplementar de Impacto.

O ASI é instalado abaixo de cada um dos bancos e atua em conjunto com a zona de deformação dianteira do veículo (figura. 42). O sistema é composto de 4 tubos para uma distribuição equilibrada das cargas de impacto do conjunto banco/ocupante para a carroceria do VPL.

O ASI permite um pequeno deslocamento para frente dos ocupantes em relação ao habitáculo dos ocupantes, através do colapso por flambagem de elementos do ASI, promovendo uma redução do pico de aceleração sofrido por eles, e uma conseqüente redução da força aplicada pelos cintos de segurança aos mesmos (figuras 43, 44, 45 e 46).

Ele permite atuação única em caso de acidente, e requer que a fixação dos cintos de segurança sejam feitas diretamente na estrutura dos assentos.

Em termos geométricos, a seção circular do tubo é vantajosa por permitir um modo perfeitamente axissimétrico de flambagem, além de simplificar a montagem dos tubos nas guias dos suportes do ASI.

O material escolhido, alumínio 6060T5, é largamente difundido no mercado e bastante barato para essa aplicação. A tensão de escoamento baixa nessa configuração de têmpera auxilia a afastar a tendência de mudança de modo concertina para diamante, conforme verificado nas simulações computacionais realizadas nesse trabalho.

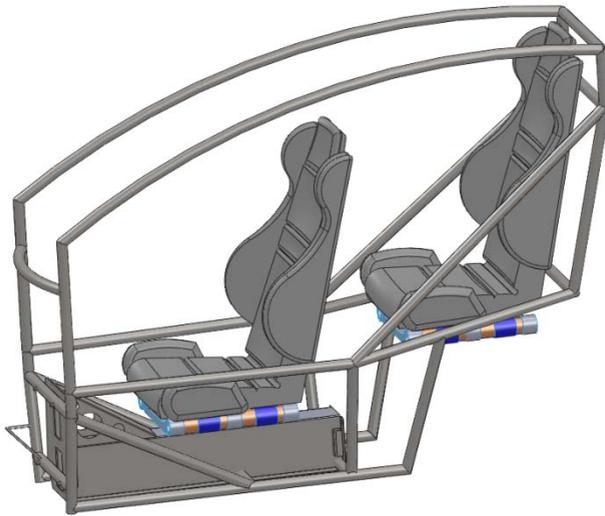


Figura 43 – Estrutura principal, bancos e ASI.

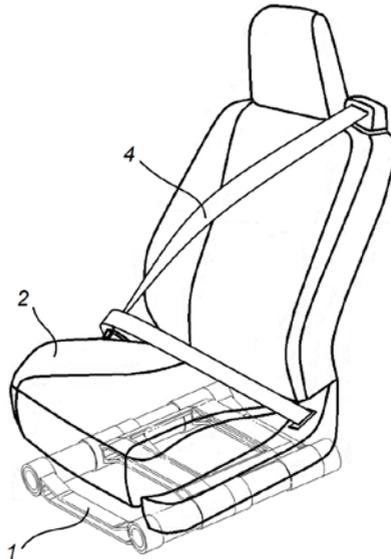


Figura 44 - (Visão geral do conjunto banco/ASI, com cinto de segurança de três pontos fixado no banco).

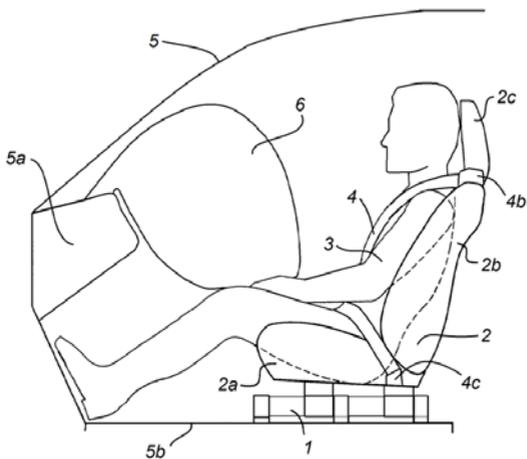


Figura 45 - (Vista lateral mostrando: carroceria, ASI, banco, ocupante e *airbag* frontal).

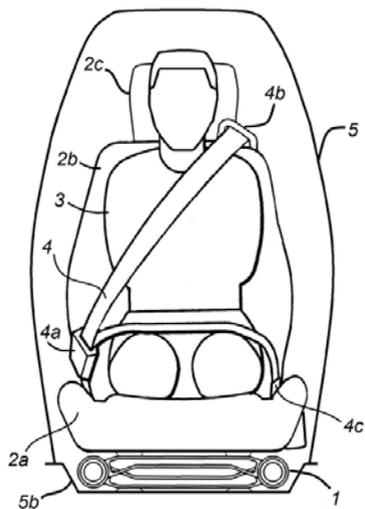


Figura 46 - (Vista frontal do conjunto banco/ASI/ocupante).

O ASI (figura 47) é composto de 8 peças principais: estrutura de fixação aos assentos, 1a, estrutura de fixação ao assoalho, 1b, tubos de colapso por flambagem, 1c e tubos-guia, 1d.

A flambagem dos tubos 1c ocorre quando, durante a colisão, a estrutura 1a, vinculada ao assento e ao ocupante retido pelo cinto de segurança ao mesmo, se movimenta, por inércia, longitudinalmente em direção à frente do veículo, comprimindo os tubos. Superada a carga crítica de flambagem, os tubos começam a sofrer flambagem progressiva, até o caso de máxima força, que ocasiona o empilhamento completo das ondas de flambagem e a máxima deformação possível dos tubos.

A estrutura completa do ASI deve ser rígida o suficiente para evitar que o momento gerado pelo deslocamento para cima do centro de gravidade do conjunto em relação ao plano que contém as linhas de centro dos tubos de flambagem, cause deformações por flexão indesejáveis aos tubos-guia 1d.

O diâmetro dos tubos-guia deve ser tal que permita a formação das dobras de flambagem dos tubos de alumínio, de forma a não restringir a capacidade de absorção do sistema.

A estrutura de fixação aos assentos e a estrutura de fixação ao assoalho são feitas de chapas de aço finas, cortadas, dobradas e soldadas. As guias dos tubos podem ser feitas de aço com 3 mm de espessura de parede.

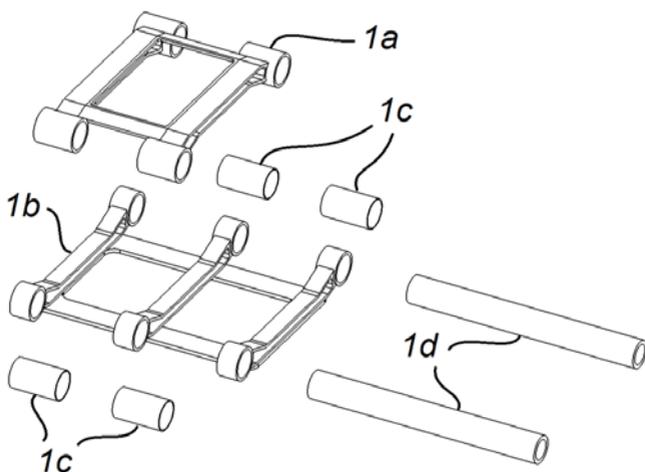


Figura 47 - (Vista explodida do ASI, apresentando os principais componentes do mesmo).

A fixação do sistema de amortecimento é feita por parafusos, tanto na fixação deste à carroceria do veículo, quanto na fixação do assento no mesmo, com reforços e prolongamentos adicionais, dependendo das geometrias do assoalho e da estrutura dos assentos do veículo a receber o ASI.

O sistema de amortecimento foi projetado para atuar em impactos frontais a partir da velocidade de 56km/h (15,56m/s). É previsto a atuação em colisões frontais com ângulos de até aproximadamente 12 a 15° em relação a linha longitudinal do veículo. O ASI não auxilia os ocupantes em caso de colisão lateral.

A instalação do sistema de amortecimento deve sempre considerar um recuo acentuado do painel em relação aos joelhos do ocupante dianteiro, sendo a aplicação ao triciclo conceito do LI adequada por se tratar de um veículo totalmente controlado por *joystick*, sem pedais ou volantes, permitindo o uso de um painel extremamente recuado e sem estruturas perigosas. O sistema é de utilização única e deve ser substituído após sua atuação.

### 4.3. Definição dos parâmetros dinâmicos preliminares do ASI

Para a estimativa inicial das grandezas relacionadas ao dimensionamento do ASI, foram tomadas as seguintes considerações e escolhas:

- Massa do ocupante: 75 kg;
- Massa estimada do assento, cinto de segurança (vinculado em todos os seus pontos ao banco) e parcela do ASI vinculada ao assento: 25 kg;
- As fixações do banco e do ASI, bem como todos os elementos com exceção dos tubos de flambagem de alumínio, são considerados rígidos.
- A parcela de absorção de energia do ocupante pelo ASI em relação à absorção total dessa energia pelo veículo foi arbitrada em 15 %, cabendo o restante da absorção ser feita pelo sistema de retenção (estimada em 5 %) e pela área frontal deformável do veículo (80 %).
- A aceleração inicial de cálculo tomada no assento foi escolhida em 30 g, correspondente ao valor de aceleração máxima em x suportável pela coluna cervical e pelo tórax por um tempo menor do que 3ms (tabelas 9 e 10).
- Conforme explicado anteriormente, a velocidade de impacto considerada foi semelhante à do teste de barreira rígida, abrangendo 100% da área frontal, ou FWRB, de 56 km/h (15,56 m/s).

Para uma massa ocupante/banco/ASI  $m_{seatocup} = 100$  kg temos que a força exercida por essa última aos 4 tubos do ASI será:

$$F_{ASI} = m_{seatocup} \times a_{max\ x} = 100 \times 294 = 29400N$$

Para a primeira estimativa de carregamento de 1 tubo, temos:

$$F_{Tubo} = 7350N$$

Para o deslocamento total do ocupante, considerando a velocidade final  $v_f = 0m/s$ , temos:

$$v_f^2 = v_i^2 + 2a_{max\ x}d_f, \text{ logo:}$$

$$d_f = 0,412m$$

Considerando a contribuição de absorção de energia cinética do ASI de 15 %, temos que o deslocamento necessário dos tubos para se alcançar a aceleração definida acima será:

$$d_{\text{tubo}} = 0,062m$$

Considerando a massa total do veículo com dois ocupantes de 75 kg  $m_{\text{total}}=650\text{kg}$ , temos que a força total exercida pela frente do VPL será:

$$F_{\text{frente}} = m_{\text{total}} \times a_{\text{max } x} = 191kN$$

Para o ASI, para a condição de 4 tubos, foi escolhida a seguinte configuração:

Material escolhido: alumínio 6060T5.

$$\sigma_0 = 120\text{MPa}$$

Diâmetro  $D=50,8\text{mm}$

Espessura  $H=1,5\text{mm}$

Pela equação 3.32, tem-se:

$$P_{\text{avt}} = 8,46\sigma_0 \sqrt{R/H^3}$$

$P_{\text{avt}} = 9,4kN$  o que fornece, para o ASI com uma margem de segurança de 12 % para a parcela estatística de pessoas acima de 75 kg e velocidades superiores à considerada, o seguinte valor de carregamento médio:

$$P_{\text{ASI}} = 37,6kN$$

#### 4.4. Avaliação experimental

Os ensaios experimentais a serem considerados nessa pesquisa têm como objetivo a caracterização do material utilizado e a posterior comparação dos modelos numéricos associados dos tubos de flambagem do ASI.

##### 4.4.1. Caracterização do material

Para a caracterização do material dos tubos utilizados nos ensaios de impacto realizados, foram feitos ensaios de tração uniaxial a temperatura ambiente de quatro corpos de prova de alumínio extrudado 6060 T5, utilizando *clip-gage* unidimensional (curva tensão–deformação completa)

Primeiramente, foi feito um estudo para a definição da melhor geometria dos corpos de prova a fim de diminuir o gradiente de tensões na região de medição. A geometria escolhida foi adaptada da norma ASTM D638 (ANSI/ASTM D 638 – 03, 2004) Tipo I. A Figura 48, a seguir, apresenta as dimensões principais dos corpos de prova.

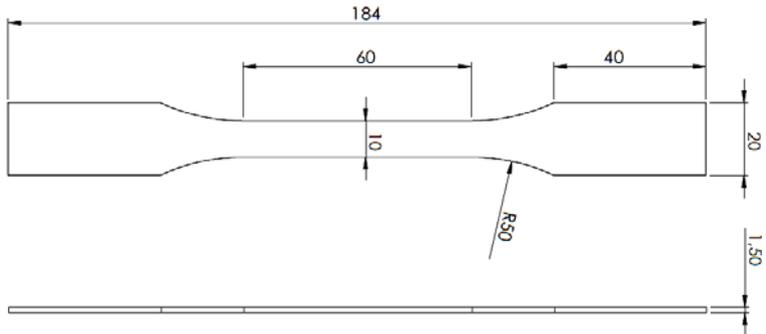


Figura 48 – Dimensões principais dos corpos de prova.

Os ensaios de tração uniaxial foram realizados na máquina universal de ensaios marca EMIC modelo DL3000. Com esse ensaio, obtém-se como resultado a curva tensão-deformação de engenharia, de onde se extraiu os parâmetros básicos do material, como módulo de elasticidade e a tensão limite de escoamento.

A distância entre as garras da máquina de tração foi definida em 113 mm, a velocidade do ensaio foi de 5 mm/min, limite de deformação de 40mm e a temperatura ambiente durante o ensaio foi de 23,0°C.

Os instrumentos de medidas utilizados nestes ensaios foram:

- Célula de carga com capacidade para 5 KN para medição de força;
- *Clip-gage* comercial de 25 mm para a deformação.



Figura 49 - Corpos de prova antes do ensaio de tração.



Figura 50 - Ensaio de tração.



Figura 51 - Corpos de prova após o ensaio de tração.

Na figura 52, a seguir, são apresentadas as curvas tensão-deformação dos corpos de prova ensaiados.

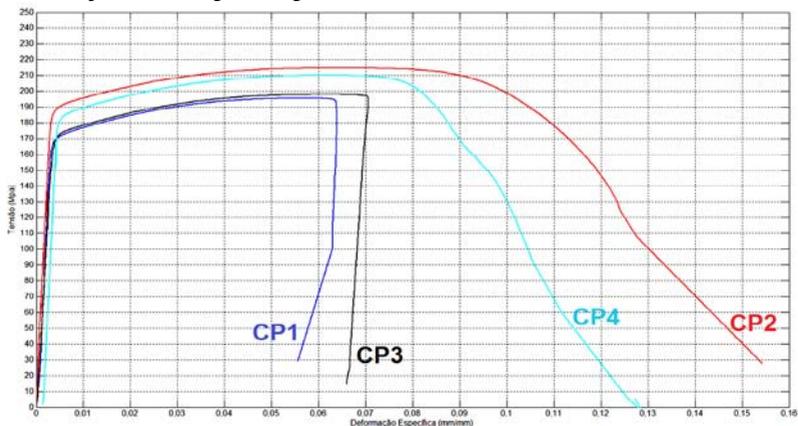


Figura 52 - Curvas tensão-deformação dos corpos de prova ensaiados.

Na tabela 22 são mostrados dois parâmetros básicos do material extraídos dos ensaios, como módulo de elasticidade e a tensão limite de escoamento.

Tabela 22 - Medição dos CPs antes dos ensaios.

| CP    | Limite de escoamento (MPa) | Módulo de elasticidade (GPa) |
|-------|----------------------------|------------------------------|
| 1     | 169.4                      | 63.13                        |
| 2     | 191.8                      | 60.70                        |
| 3     | 173.7                      | 52.06                        |
| 4     | 184.5                      | 65.69                        |
| Média | 179.85                     | 60.395                       |

#### 4.4.2. Ensaios de impacto dos tubos de flambagem

Foram considerados os ensaios dos elementos absorvedores numa solicitação de impacto compatível, em termos de energia, com sua aplicação ao veículo estudado.

Foram escolhidos tubos de alumínio 6060 T5 (figura 53), com diâmetro externo de 50,8 mm, espessura de parede de 1,59 mm e 1,00 mm e comprimento de 88mm e 108 mm para os testes de impacto axial.

O comprimento de 88mm foi escolhido tomando como base o deslocamento necessário para reduzir a zero a velocidade inicial de 15,56 m/s considerando a aceleração máxima permissível de 30 g. O valor de 108 mm foi escolhido arbitrariamente para avaliar o

desempenho de flambagem para um comprimento maior, mais desejado para o funcionamento do ASI.

Na tabela 23 são mostradas as medições dos corpos de prova antes dos ensaios.

Tabela 23 - Medição dos CPs antes dos ensaios.

| <b>Medição CPs - teste de impacto - GMSIE/USP</b>                          |                |                             |                     |                     |
|--|----------------|-----------------------------|---------------------|---------------------|
| 22/07/2014, início: 14h28 - término: 16h02 Temp. amb. média: 21°C (69F)    |                |                             |                     |                     |
| Local da medição: GRANTE/UFSC instrumento: paquímetro Digimess res. 0.02mm |                |                             |                     |                     |
| CP N°  | característica | comprimento (mm)            | espessura topo (mm) | espessura base (mm) |
| 1  | c108 t1,20     | 108,00/108,00/108,00/108,00 | 1,20/1,20/1,20/1,20 | 1,20/1,20/1,20/1,20 |
| 2  | c108 t1,20     | 108,00/108,00/108,00/108,00 | 1,20/1,18/1,20/1,22 | 1,20/1,20/1,20/1,20 |
| 3  | c108 t1,20     | 107,88/107,88/107,88/107,88 | 1,20/1,20/1,20/1,20 | 1,20/1,20/1,20/1,20 |
| 4  | c108 t1,20     | 108,00/108,00/108,00/108,00 | 1,20/1,20/1,20/1,20 | 1,20/1,20/1,20/1,20 |
| 5  | c108 t1,20     | 108,00/108,00/108,00/108,00 | 1,20/1,20/1,20/1,20 | 1,20/1,20/1,20/1,20 |
| 6  | c108 t1,00     | 108,00/108,00/108,00/108,00 | 1,00/1,00/1,00/1,00 | 1,00/1,00/1,00/1,00 |
| 7  | c108 t1,00     | 108,00/108,00/108,00/108,00 | 1,00/1,00/1,00/1,00 | 1,00/1,00/1,00/1,00 |
| 8  | c108 t1,00     | 108,00/108,00/108,00/108,00 | 1,00/1,00/1,00/1,00 | 1,00/1,00/1,00/1,00 |
| 9  | c108 t1,00     | 108,00/108,00/108,00/108,00 | 1,02/1,02/1,00/1,00 | 1,00/1,00/1,00/1,00 |
| 10   | c108 t1,00     | 108,04/108,00/108,00/108,02 | 1,00/1,00/1,00/1,00 | 1,00/1,00/1,00/1,00 |
| 11   | c88 t1,20      | 88,00/88,00/88,00/88,00     | 1,20/1,20/1,20/1,20 | 1,20/1,20/1,20/1,20 |
| 12   | c88 t1,20      | 88,00/88,00/88,00/88,00     | 1,20/1,20/1,20/1,20 | 1,20/1,20/1,20/1,20 |
| 13   | c88 t1,20      | 87,90/87,90/87,90/87,90     | 1,20/1,20/1,20/1,20 | 1,20/1,20/1,20/1,20 |
| 14   | c88 t1,20      | 88,00/88,02/88,02/88,00     | 1,20/1,20/1,20/1,20 | 1,20/1,20/1,20/1,20 |
| 15   | c88 t1,20      | 88,00/88,00/88,00/88,00     | 1,20/1,20/1,20/1,20 | 1,20/1,20/1,20/1,20 |
| 16   | c88 t1,00      | 88,00/88,00/88,00/88,00     | 1,00/1,00/1,00/1,00 | 1,00/1,00/1,00/1,00 |
| 17   | c88 t1,00      | 87,94/87,94/87,94/87,94     | 1,00/1,00/1,00/1,00 | 1,00/1,00/1,00/1,00 |
| 18   | c88 t1,00      | 88,00/88,00/88,00/88,00     | 1,00/1,00/1,00/1,00 | 1,00/1,00/1,00/1,00 |
| 19   | c88 t1,00      | 88,00/88,00/88,00/88,00     | 1,00/1,00/1,00/1,00 | 1,00/1,00/1,00/1,00 |
| 20   | c88 t1,00      | 88,00/88,00/88,00/88,00     | 1,00/1,00/1,00/1,00 | 1,00/1,00/1,00/1,00 |

*Nota!:* Os valores obtidos nos ensaios de tração só foram utilizados na comparação experimental-numérica e não nas demais simulações, pelo fato destes ensaios terem sido realizados ao final do trabalho, não havendo tempo hábil para as alterações.

Os ensaios foram realizados com apoio do Grupo de Mecânica dos Sólidos e Impacto em Estruturas - GMSIE - USP. Foi utilizado um martelo de queda de livre projetado e construído na Universidade de São Paulo.

O equipamento é composto por duas vigas I com quase 10m de comprimento que estão posicionadas ao longo das paredes do prédio. Essas vigas são fixadas transversalmente no topo por outras duas vigas U. As vigas I são fixadas ao longo de seu comprimento por espaçadores que formam uma estrutura rígida. As vigas I são suportadas em seu extremo inferior por quatro cantoneiras de tal modo que existe um espaço útil de movimentação de peças em testes e do operador bastante amplo. Na face das vigas I repousam guias retificadas montadas rigorosamente na posição vertical. Por tais guias pode deslizar a massa de impacto, a qual varia de 10 a 200 kg, conforme a montagem escolhida.



Figura 53 - Corpos de prova antes do ensaio de impacto.

O conjunto de massas pode ser então movimentado por um acionamento eletromecânico, o qual é controlado eletronicamente via um variador de frequência, por um computador sob supervisão de programa adequado. Uma vez que a massa esteja posicionada na altura desejada, o operador dispara o sistema ao mandar um sinal do teclado do PC para o sistema eletrônico. Um sistema de potência envia então um sinal para um relê que aciona um mecanismo preciso de liberação da massa de impacto. A estrutura em teste repousa sobre uma bigorna que foi projetada de modo a ter uma grande massa e assim evitar perdas de energia para as fundações. Para medição da aceleração da massa de queda, foi utilizada medição laser, com um emissor instalado no topo do martelo de queda e um refletor vinculado à na massa de queda. O sinal proveniente do laser, por efeito *Doppler*, fornece um valor proporcional à velocidade de queda. Através da diferenciação e integração desse sinal no tempo, através de programa em Matlab, pôde-se obter as curvas de deslocamento e aceleração por tempo da massa de queda e

correspondente aos valores máximos dos tubos. A curva força-deslocamento foi obtida multiplicando-se a curva de aceleração pela massa de queda. Para filtragem dos sinais experimentais, foi determinado o número de pontos de integração igual a 165, de forma a balancear a identificação das forças correspondentes às dobras com os valores de pico globais. O impacto foi ensaiado à velocidades de 4 a 6 m/s (tabela 24, a seguir), com as velocidades reais correspondentes a cada corpo de prova), com uma massa de impacto de 41 kg. A escolha dessa faixa de velocidades e da massa de impacto foi feita junto à equipe do GMSIE, de forma a facilitar a execução do ensaio e a obtenção dos dados do mesmo. Nas figuras 54 a 59 podem ser vistos mais detalhes dos ensaios. Foram escolhidos, para o ensaio de caracterização, 4 tipos de corpos de prova, com repetição de 5 vezes para cada tipo de CP.

Os tubos de alumínio 6060 T5 ensaiados têm as seguintes dimensões:

Tipo 1: C88 t1,00 - comprimento 88mm e espessura 1,0 mm;

Tipo 2: C88 t1,20 - comprimento 88mm e espessura 1,2 mm;

Tipo 3: C108 t1,00 - comprimento 108mm e espessura 1,0 mm;

Tipo 4: C108 t1,20 - comprimento 108mm e espessura 1,2 mm.

Tabela 24 - Velocidade de impacto dos ensaios.

| CP Nº | Característica | Velocidade (m/s) |
|-------|----------------|------------------|
| 1     | c108 t1,20     | 5,866            |
| 2     | c108 t1,20     | 5,828            |
| 3     | c108 t1,20     | 5,977            |
| 4     | c108 t1,20     | 5,950            |
| 5     | c108 t1,20     | 5,882            |
| 6     | c108 t1,00     | 4,972            |
| 7     | c108 t1,00     | 4,931            |
| 8     | c108 t1,00     | 4,920            |
| 9     | c108 t1,00     | 4,918            |
| 10    | c108 t1,00     | 4,928            |
| 11    | c88 t1,20      | 4,964            |
| 12    | c88 t1,20      | 4,953            |
| 13    | c88 t1,20      | 4,895            |
| 14    | c88 t1,20      | 4,955            |
| 15    | c88 t1,20      | 4,953            |
| 16    | c88 t1,00      | 4,002            |
| 17    | c88 t1,00      | 3,969            |
| 18    | c88 t1,00      | 3,969            |
| 19    | c88 t1,00      | 3,979            |
| 20    | c88 t1,00      | 3,975            |



Figura 54 - Vista do topo do martelo de queda livre.



Figura 55 - Detalhe do laser.



Figura 56 - Sistemas de controle do conjunto de filmagem de alta velocidade e de aquisição do laser.

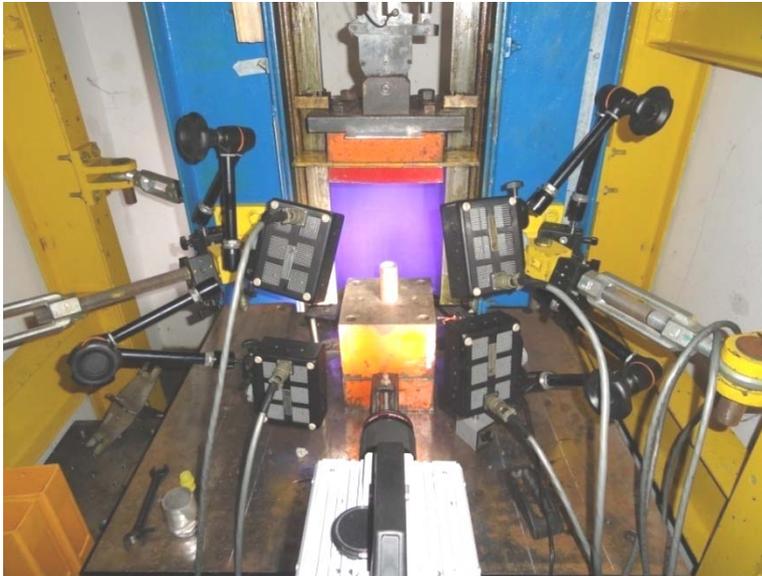


Figura 57 - Vista da preparação do ensaio.



Figura 58 - *Frame* extraído do vídeo de alta velocidade do ensaio - CP8.



Figura 59 - Corpo de prova após ensaio.

Para a avaliação da deformada das dobras de flambagem após o teste de impacto, foram considerados os corpos de prova experimentais CP 05, 06, 13 e 20. Estes CPs foram cortados transversalmente, e dos mesmos foram retiradas tiras do material para serem embutidas em resina, figuras 60 e 61. A linha média da deformada experimental foi obtida através dos pontos obtidos graficamente ao longo dos comprimentos internos e externos (figura 61), com o uso do aplicativo *online* WebPlotDigitizer (<http://arohatgi.info/WebPlotDigitizer/app>), para obtenção das curvas.



Figura 60 - Corpos de prova cortados.

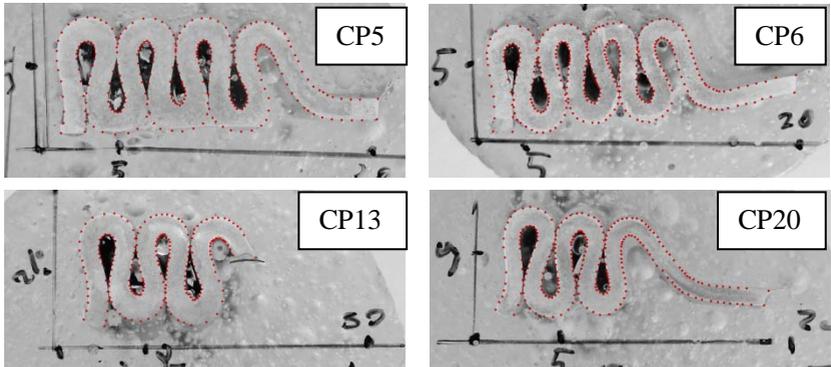


Figura 61 - Corpos de prova embutidos em resina para avaliação da deformada.

Para a avaliação metalográfica do material, foram escolhidos os CPs 13 e 20, considerando micrografias das regiões internas, centrais e externas das dobras de flambagem d1, d2, d3, d4 e d5 (figura 62).

Conforme pode ser verificado no apêndice D, não houve formação de trincas nas dobras externas ou internas.

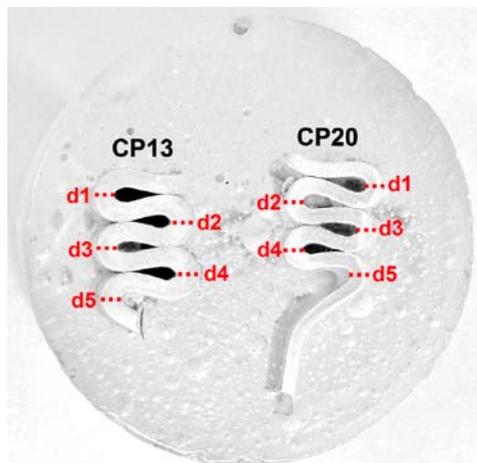


Figura 62 - Corpos de prova embutidos em resina para avaliação metalográfica.



## 5. SIMULAÇÕES NUMÉRICAS

### 5.1. Flambagem de um tubo

O *software* utilizado e a metodologia de construção do modelo numérico e do ensaio virtual foram escolhidos e trabalhados junto ao Grupo de Mecânica dos Sólidos e Impacto em Estruturas - GMSIE – USP. A análise numérica foi feita pelo Método de Elementos Finitos ou FEM (*Finite Element Method*), utilizando os programas Altair HyperMesh 11 e LSTC LS-DYNA v971, disponíveis no GMSIE.

Para os tubos de alumínio do ASI (com exceção à comparação experimental-numérica) :

- Material 024;
- Densidade: 2700 kg/m<sup>3</sup>;
- Módulo de Young: 69 GPa;
- Coeficiente de Poisson: 0,3;
- Tensão de escoamento: 120 MPa;
- Espessura: 1mm a 2,5 mm.

Propriedades dos elementos tipo casca:

Formulação de elemento tipo 2 - *Belytschko-Tsay shell element* do LS-DYNA<sup>1</sup>.

Para as placas base e topo do ASI.

- Material 020 rígido com restrição de graus de liberdade de deslocamento aplicado diretamente aos nós.

Propriedades dos elementos tipo casca:

Formulação de elemento tipo 2 - *Belytschko-Tsay shell element* do LS-DYNA.

O carregamento foi feito por um *box* de velocidade (vide figura 63), ou seja, um volume no qual todos os elementos internos a este último (elementos da placa de impacto em vermelho, nesse caso), tem uma velocidade inicial imposta de 4 a 6m/s, considerando uma massa nodal de 41 kg aplicada à placa de impacto.

*Nota*<sup>1</sup>: Não foi feita uma modelagem dos tubos com elementos sólidos.

Para as condições de contato, foi feito o contato do tipo *Contact Automatic General*, entre todas as superfícies de contato, com algoritmo de penalidade de penetração sempre ativado. Os tamanhos de elementos *slave* e *master* foram definidos de tamanhos próximos para estabilidade do problema de contato. Para os tubos da caracterização, foram considerados coeficientes de atrito estático de 0,2 e dinâmico de 0,15, respectivamente.

Para os tubos da análise de *buckling trigger*, foram considerados coeficientes de atrito estático de 0,4 e dinâmico de 0,3, respectivamente.

O controle de *hourglass* foi utilizada viscosidade tipo formulação de rigidez 3 (EQ.5) do LS-DYNA (Flanagan-Belytschko).

O coeficiente de *hourglass* foi escolhido o mesmo do *sled test* original do LS-DYNA, de 0,1.

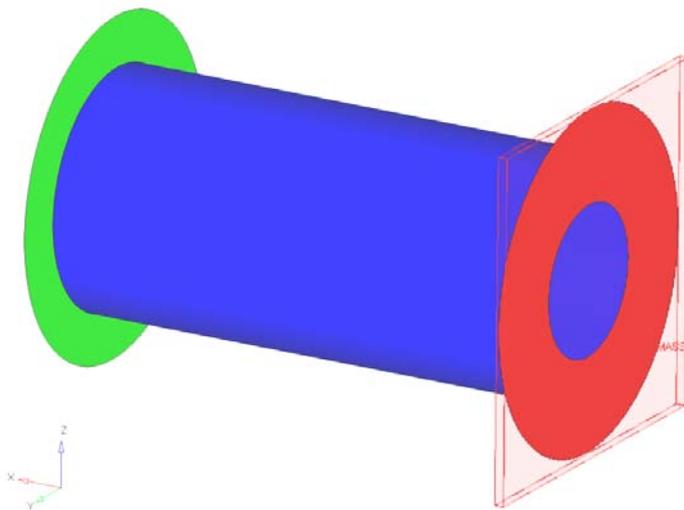


Figura 63 - Simulação 1 tubo.

Para a comparação numérico-experimental, as velocidades iniciais de impacto consideradas para os modelos numéricos foram as mesmas dos corpos de prova experimentais correspondentes a cada caso (tabela 25). Os corpos de prova experimentais de cada tipo escolhidos foram os seguintes:

Tabela 25 – Tipos de modelos, CPs de referência e velocidades consideradas

| <b>Modelo numérico</b>                                | <b>CP escolhido</b> | <b>Velocidade inicial de impacto</b> |
|---|---------------------|--------------------------------------|
| Tipo 1 - comprimento 108mm, espessura de parede 1,2mm | CP 02               | 5,828 m/s                            |
| Tipo 2 - comprimento 108mm, espessura de parede 1,0mm | CP 07               | 4,931 m/s                            |
| Tipo 3 - comprimento 88mm, espessura de parede 1,2mm  | CP 12               | 4,953 m/s                            |
| Tipo 4 - comprimento 88mm, espessura de parede 1,0mm  | CP 18               | 3,969 m/s                            |

Exclusivamente para a comparação numérico-experimental foram escolhidos as seguintes propriedades do material dos tubos:

Tabela 26 – Propriedades do material dos tubos para comparação experimental-numérica.

| <b>Propriedade</b>     | <b>Modelo numérico</b> | <b>Modelo experimental</b> |
|------------------------|------------------------|----------------------------|
| Tensão de escoamento   | 176MPa                 | 179,85MPa                  |
| Módulo de elasticidade | 64GPa                  | 60,395GPa                  |

Para a análise de sensibilidade para um tubo (influência na progressividade e absorção de energia) em relação ao tamanho de elemento, foram feitas as simulações listadas na tabela 27 a seguir:

Tabela 27 – Tamanho de elemento e número total de elementos.

| <b>Comprimento (mm)</b> | <b>Tamanho de elemento (mm)</b> | <b>Número total de elementos</b> |
|-------------------------|---------------------------------|----------------------------------|
| 88                      | 0,25                            | 503703                           |
| 88                      | 0,30                            | 327313                           |
| 88                      | 0,45                            | 86857                            |
| 88                      | 0,60                            | 92113                            |
| <b>Comprimento (mm)</b> | <b>Tamanho de elemento (mm)</b> | <b>Número total de elementos</b> |
| 108                     | 0,30                            | 266057                           |
| 108                     | 0,43                            | 131857                           |
| 108                     | 0,60                            | 71657                            |

## 5.2. Definição de Iniciadores de Flambagem

No ensaio de flambagem com um tubo, o qual foi utilizado impacto por colisão de placa rígida com velocidade prescrita, não foram consideradas nesses modelos imperfeições geométricas, ou liso, para facilitar o início da flambagem.

No *sled test*, o carregamento dos tubos acontece com pulso de força de início muito mais suave. Foi observado que, para vencer a carga crítica de flambagem, seria necessário uma geometria que facilitasse o início da flambagem, permitindo, ainda assim, o uso de uma espessura de tubo adequada para deformar o equivalente a pelo menos 80% do comprimento dos tubos

A definição da posição do Iniciador de Flambagem - IF por rebaixo leve foi baseada no trabalho de (Maghami, 2013) (figura 64) em seu estudo da influência de geometrias iniciadoras de flambagem.

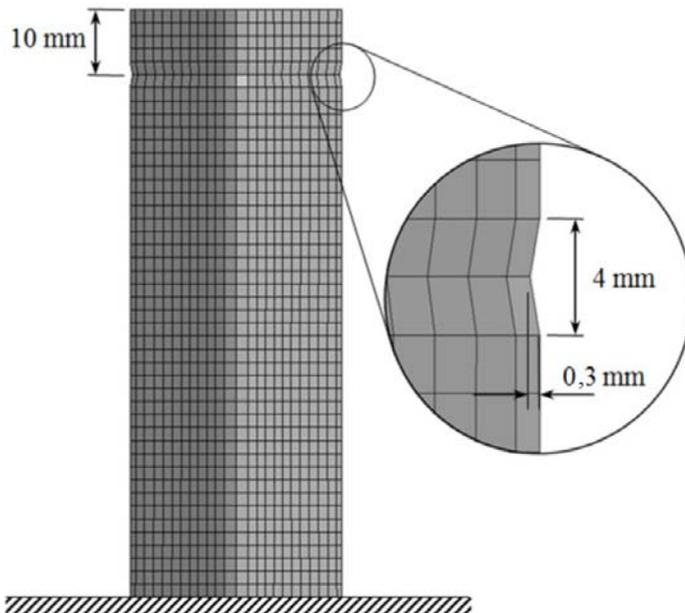


Figura 64 - Simulação tubo com IF por rebaixo leve (adaptado de Maghami, 2013).

A definição do rebaixo profundo (figuras 62 e 63) foi arbitrária, para funcionar como um iniciador de flambagem que minimizasse a carga crítica de flambagem ao extremo.

Considerando, porém, uma condição de geometria de IF mais favorável à fabricação dos tubos, foram definidos IF por furos.

Para a definição da posição dos furos de início de flambagem, foram medidas as distâncias entre as extremidades e o centro da primeira dobra de flambagem nos ensaios numéricos com tubo liso e menor malha. Por tentativa, foram escolhidas as seguintes configurações abaixo de furos, igualmente espaçados ao longo do perímetro do tubo (figuras 65 e 66), para evitar a tendência de formação do modo diamante de flambagem progressiva. A escolha dos tipos de furos seguiu um critério puramente geométrico na pesquisa, sem se ater às questões de fabricação nesta etapa do estudo.

- 24 furos circulares de  $R=0,5$  mm;
- 24 furos quadrados de  $l/2 = 0,5$  mm.

A espessura de parede  $t$  é de 1,5 mm em todos os tipos de modelos com IF, à exceção do modelo com IF por rebaixo profundo, o qual foi escolhida  $t=1,4$  mm.

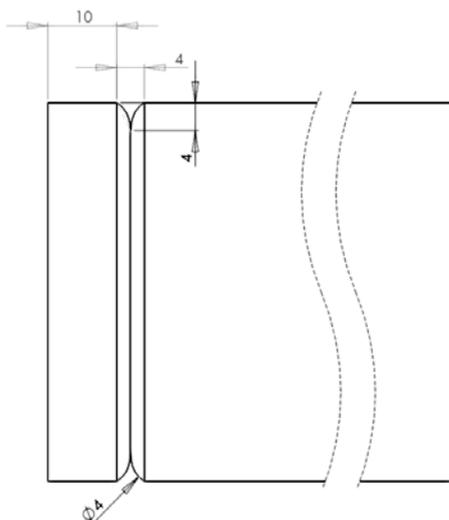


Figura 65 - Geometria do IF por rebaixo profundo.

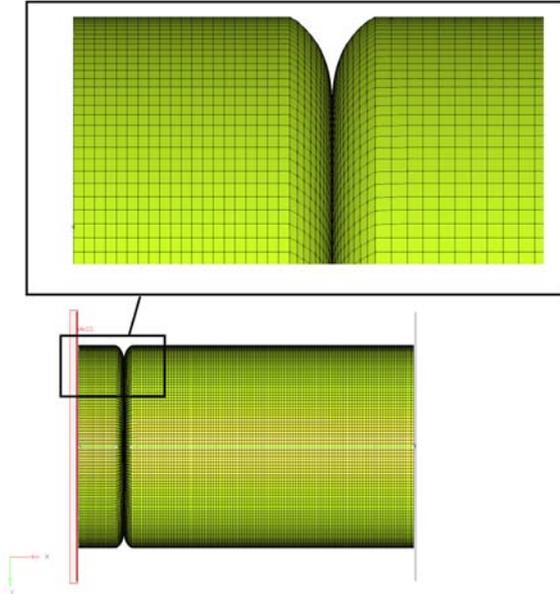


Figura 66 - Detalhe da malha utilizada - IF por rebaixo profundo.

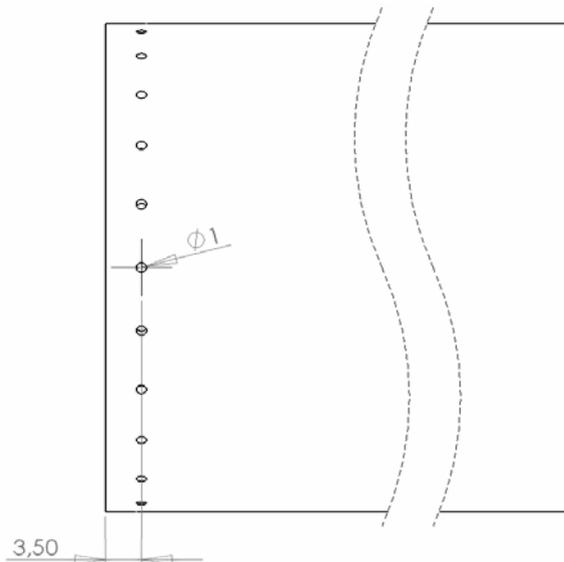


Figura 67 - Geometria e localização dos furos de IF circulares.

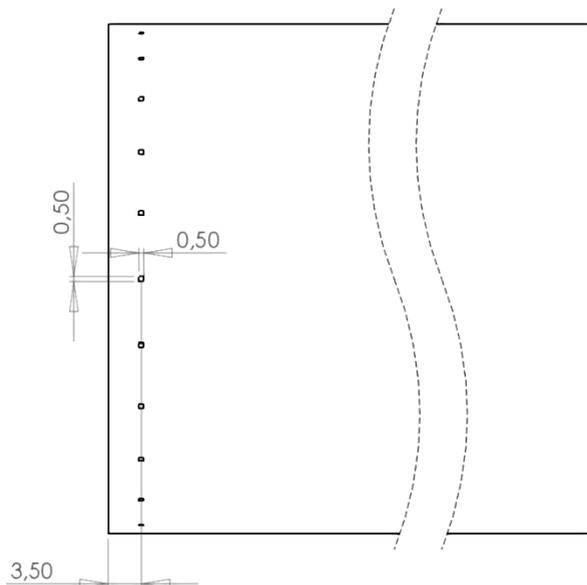


Figura 68 - Geometria e localização dos furos de IF quadrados.

### 5.3. Sled test

Preparação do ASI - Para o modelamento do ASI com objetivo de funcionar no *sled test*, foi feita a modelagem das placas superiores e inferiores com as geometrias apresentadas abaixo (figuras 69 a 72), as quais possuem simplificações em relação ao modelo do conceito do sistema.

Essas estruturas foram modeladas com o mesmo elemento casca rígido da placa de impacto dos ensaios numéricos de flambagem com 1 tubo, com material 020 do LS-DYNA, e mesmas espessuras e condições de contorno adotadas nos nós dos elementos.

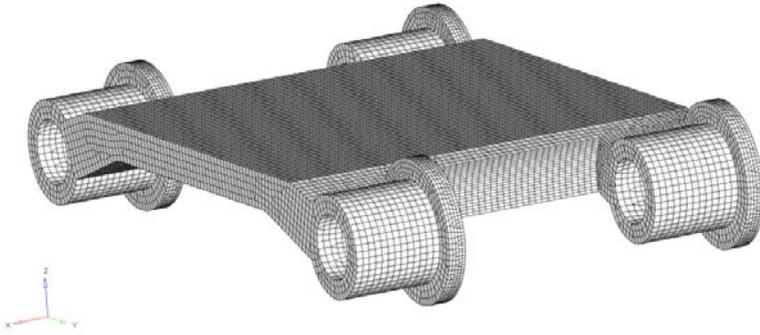


Figura 69 - Modelo da placa superior do ASI.

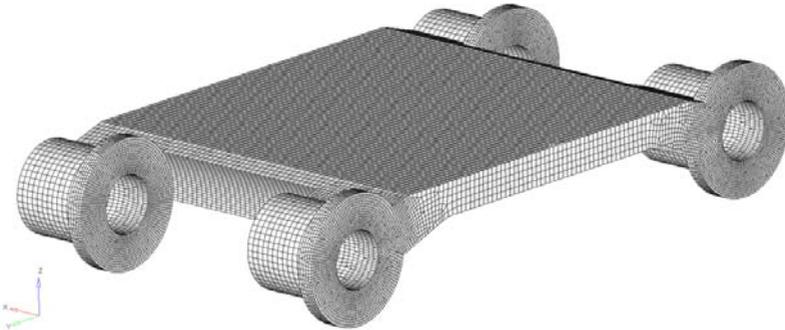


Figura 70 - Modelo da placa superior do ASI.

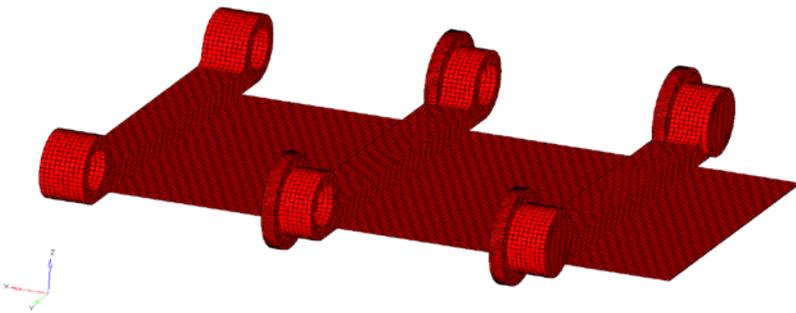


Figura 71 - Modelo da placa inferior do ASI.

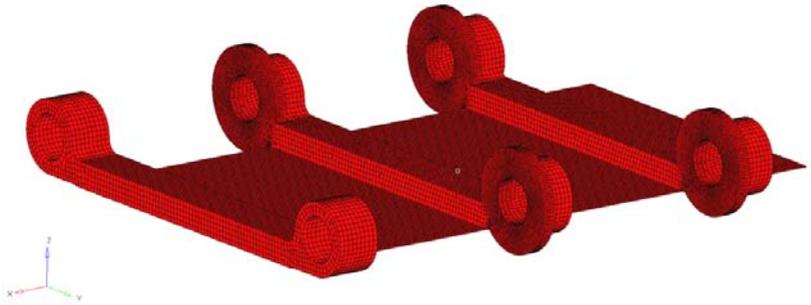


Figura 72 - Modelo da placa inferior do ASI.

Para as condições de contato, assim como procedimento feito para a caracterização dos tubos, foi feito o modelo de contato do tipo *Contact Automatic General*, entre todas as superfícies de contato, com algoritmo de penalidade de penetração sempre ativado. Os tamanhos de elementos *slave* e *master* foram definidos de tamanhos próximos para estabilidade do problema de contato.

Não foram considerados os tubos-guia do sistema para a simulação do *sled test*, bem como o atrito dos tubos de alumínio com estes últimos. Naturalmente, não foram considerados os atritos dos tubos-guia com as placas superior e inferior do ASI.

Os atritos considerados foram somente entre os tubos de alumínio e as placas superior e inferior e nas paredes dos tubos de alumínio, ambos com os mesmos coeficientes de atrito estático de 0,2 e dinâmico de 0,15, respectivamente.

Conforme já mencionado anteriormente, as simulações computacionais completas para a avaliação do ASI foram feitas no LS-DYNA com ensaio tipo *sled test*, aplicando curvas de carregamento baseadas em *crash test* reais de um veículo à 64 km/h, colidindo contra uma barreira deformável (figura 73) e 56km/h, colidindo em uma barreira rígida abrangendo 100% da área frontal (figuras 73 a 75).

O *sled-test*, do conjunto banco/ASI, com o ocupante vinculado pelo cinto de segurança a esta estrutura, com retenção suplementar por *airbag* frontal, sendo a modelagem do ocupante (*dummy*), banco, cinto e *airbag* já existente nas bibliotecas do programa LS-DYNA, adicionando o ASI desenvolvido em FEM à estrutura inferior do banco

Os parâmetros de avaliação são o *Head Injury Criterion* –  $HIC_{15}$  e  $HIC_{36}$  e o *Chest Severity Index* – CSI para uma avaliação mais

abrangente possível, em termos de acelerações em impacto frontal. Foi considerado o *dummy hybrid III 50%* masculino como modelo do ocupante, além de *airbag*. Não é considerado o efeito *pitching* nesta simulação

O cálculo do HIC foi obtido no nó ID 1, o qual representa a posição do acelerômetro do *dummy*. O cálculo do CSI foi obtido no nó acelerômetro ID 1787, considerando as acelerações resultantes desses nós.

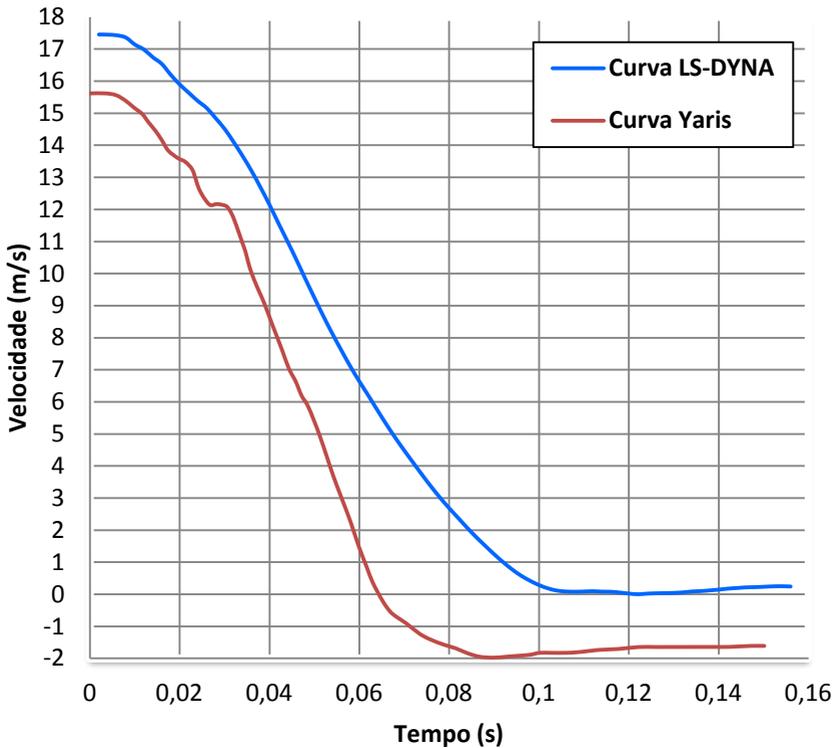


Figura 73 - Curvas de carregamento utilizadas – LS-DYNA e Toyota Yaris 2010.



|                                       | FE Model        | Test 5677       | Test 6221          |
|---------------------------------------|-----------------|-----------------|--------------------|
| Weight (kg)                           | 1263            | 1271            | 1245               |
| Engine Type                           | 1.5L V4         | 1.5L V4         | 1.5L V4            |
| Tire size                             | P185/60R15      | P185/60R15      | P185/60R15         |
| Attitude (mm)<br>(As delivered)       | F - 668         | F - 673         | F - 675            |
|                                       | R - 673         | R - 680         | R - 673            |
| Wheelbase (mm)                        | 2538            | 2551            | 2463               |
| CG (mm) Rear<br>of front wheel<br>C/L | 1035            | 999             | 976                |
| Body Style                            | 4 Door<br>Sedan | 4 Door<br>Sedan | 3 Door<br>Liftback |



LS-DYNA :

- Version: MPP971sR4.2.1
- Revision: 53450
- Platform: Intel MPI 3.1 Xeon64
- OS Level: Linux Red Hat 4 upd 4
- Precision: Single precision (I4R4)
- Total elapsed time: 2 hr 15 min (150 ms)
- Number of processors: 24



Figura 74 - Modelo utilizado para curva de carregamento - Toyota Yaris 2010 - (NCAC, 2014).

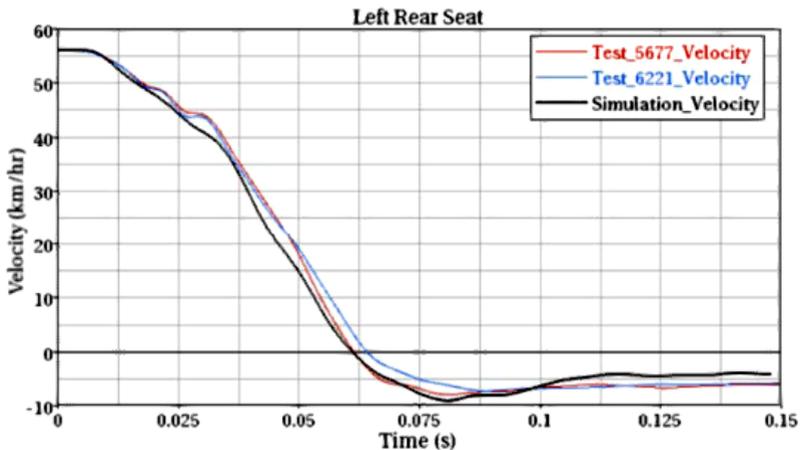


Figura 75 - Curvas de carregamento Toyota Yaris 2010 - (NCAC, 2014).

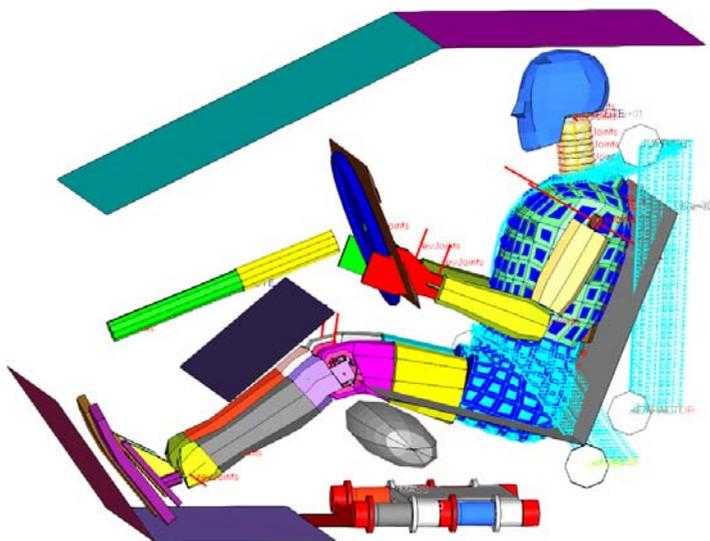


Figura 76 - Modelo *sled test* virtual com ASI.

No modelo *sled test* (figura 76), todas as fixações do cinto de segurança, o elipsoide que simula o assento e as placas de referência de posição de assento e encosto foram vinculadas à placa superior do ASI, enquanto a placa inferior foi vinculada à parte rígida do modelo *sled test* na qual foi aplicada a condição de carregamento por curva de velocidade.

### **Modelamento do cinto**

No modelo de cinto do LS-YNA, cada material define características de elasticidade e propriedades de massa para um conjunto de elementos do cadarço do cinto. A curva de carregamento é pré-definida, assim como a curva de descarregamento. Uma pequena quantidade de amortecimento é incluído automaticamente. Isso reduz oscilação de alta frequência, mas, com características de entrada realistas de força-deformação e taxas de carregamento, não altera significativamente o desempenho global forças de tensão. O amortecimento forçado se opõe ao movimento relativo dos nós e é limitada pela relação de estabilidade:

$$D = \frac{1 \times \text{massa} \times \text{velocidade relativa}}{\text{timestep size}} \quad (5.1)$$

Além disso, a magnitude da força de amortecimento é limitada a um décimo da força calculada a partir da relação de força-deformação e é zero quando o cinto não é tensionado. Forças de amortecimento não são aplicadas aos elementos ligados a ancoragens e retratores.

É definida a massa por unidade de comprimento do cinto, que é usado para calcular as massas nodais na inicialização. Um comprimento mínimo é também definido. É determinado o comprimento mais curto permitido em qualquer elemento e quando quando um elemento passa pelas ancoragens ou são absorvidos nos afastadores. Um décimo de comprimento típico elemento inicial é geralmente uma boa recomendada. As configurações de cinto de segurança são as mesmas do *sled test* padrão do LS-DYNA, não tendo sido feitas alterações em parâmetros como aceleração de travamento do cinto, etc.

Material MAT\_B01 *seat belt*, com as seguintes configurações<sup>1</sup>:

- MPUL: massa por unidade de comprimento: 5,970e-04 kg/mm
- LLCID: curva de carregamento pré-definida (força versus deformação de engenharia);
- ULCID: curva de descarregamento pré-definida (força versus deformação de engenharia);
- LMIN: Comprimento mínimo para elementos conectados à fivela e retratores.

Para as propriedades do elemento sensor do cinto (*\*element\_seatbelt\_sensor*), foi utilizado:

- SBSTYP - Tipo de sensor: 1(aceleração de nó);
- SBSFL: 1(sensor pode ser acionado no tempo de relaxação da simulação);
- NID: 155424 (ID do nó sensor);
- DOF: 1(Grau de liberdade do sensor - eixo x);
- ACC - Aceleração de ativação: -6,806e-03 mm/ms<sup>2</sup>;
- ATIME - Tempo pela qual a aceleração deve ser excedida: -6,806e-03 s.

Nota<sup>1</sup>: Não foi configurada uma condição para pré-tensionador

## Modelamento do *Airbag*

O modelo de volume de controle para o *airbag* adotado foi o \**Airbag\_wang\_nefske* do LS-DYNA, com geometria pré-definida pelo programa e com as seguintes configurações:

- T - Temperatura de entrada do gás propelente em kelvin:781,9;
- CV - Capacidade calorífica em volume constante:1023 J/(kg.K);
- CP - Capacidade calorífica em pressão constante: 1320 J/(kg.K);
- LCMT - Curva de carregamento pré-definida especificando a taxa de fluxo de massa que entra;
- LC23- Curva de carregamento pré-definida relativa ao escape de fluido e a área do orifício de ventilação do *airbag*;
- C23 - Coeficiente de orifício de ventilação do *airbag*:1;
- CP23 - Coeficiente de vazamento do orifício (porosidade do tecido): 1;
- PE - Pressão ambiente:1013e-04 Pa;
- RO - Densidade do ar ambiente:1000e-09 kg/m<sup>3</sup>;
- GC - Constante de conversão gravitacional: 1.

As configurações de *airbag* são as mesmas do *sled test* padrão do LS-DYNA, não tendo sido feitas alterações nos parâmetros de configuração deste dispositivo.

## 6. RESULTADOS

### 6.1. Análise de flambagem de um tubo.

A seguir são apresentados os resultados gráficos das simulações de flambagem de um tubo, considerando as malhas com elementos finitos de menor tamanho de cada modelo.

Nesses resultados, foi considerada a sensibilidade do material do tubo à taxa de deformação.

Tipo 1 - c88t1,00v4 malha 0,25mm

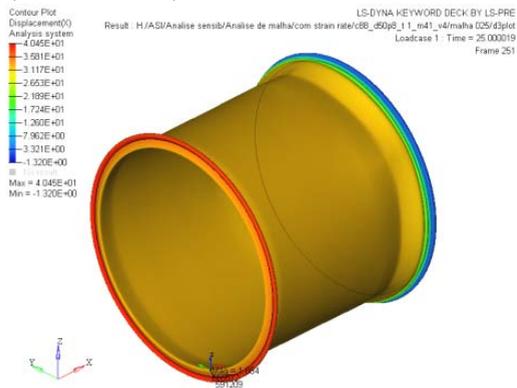


Figura 77 - c88t1,00v4 malha 0,25mm.

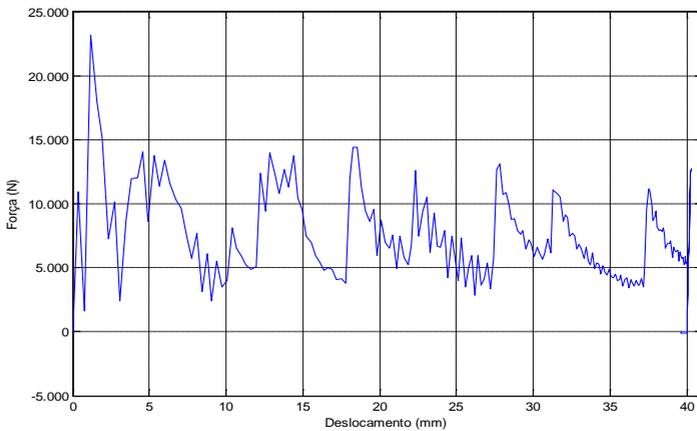


Figura 78 - Força vs deslocamento c88t1,00v4 malha 0,25mm.

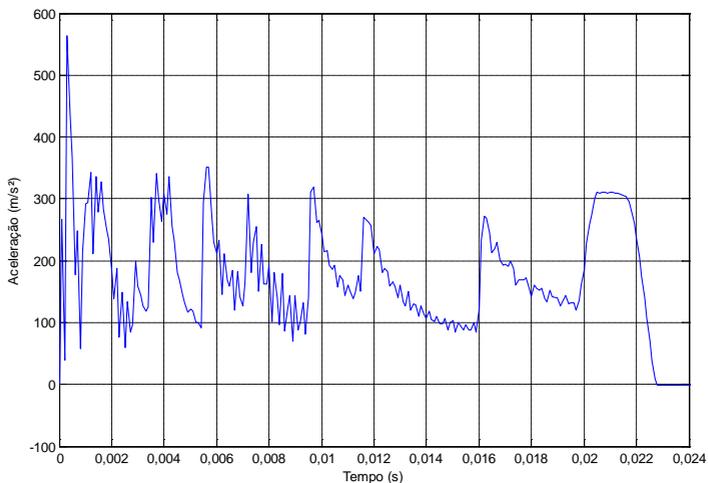


Figura 79 - Aceleração vs tempo c88t1,00v4 malha 0,25mm.

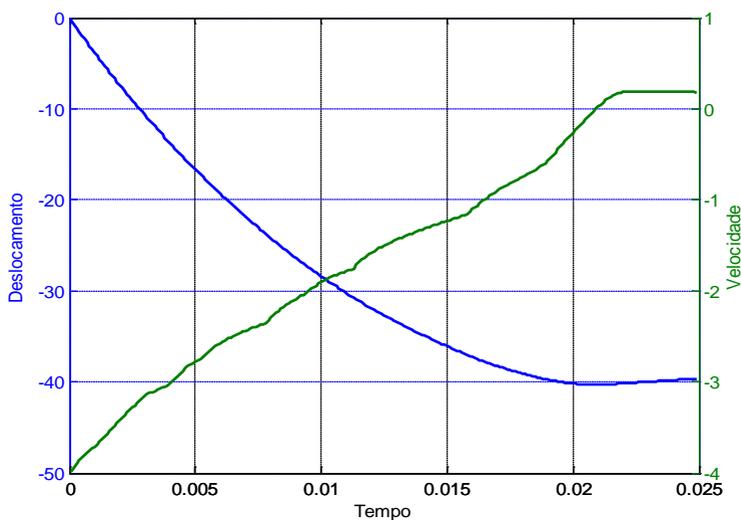


Figura 80 - Deslocamento e velocidade vs tempo c88t1,00v4 malha 0,25mm.

## Tipo 2 - c88t1,50v5malha 0,25mm

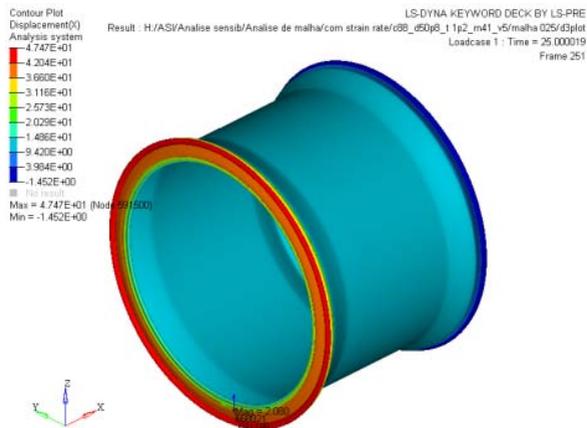


Figura 81 - c88t1,50v5malha 0,25mm.

É interessante notar que o pico de força de formação da segunda dobra teve valor superior ao da primeira dobra (figura 82).

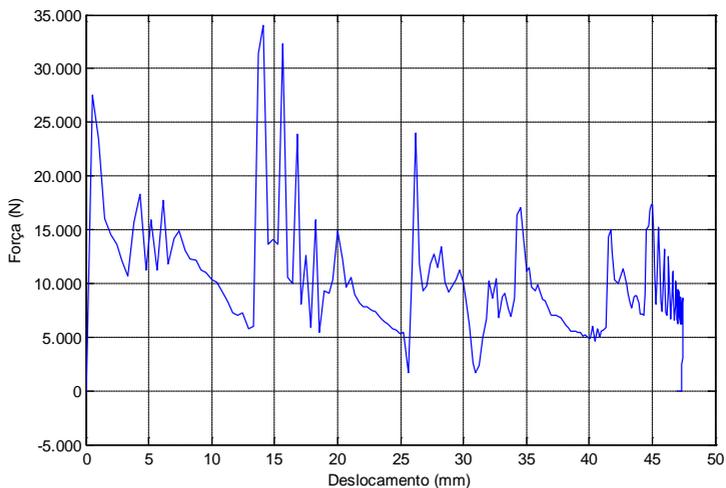


Figura 82 - Força vs deslocamento c88t1,50v5malha 0,25mm.

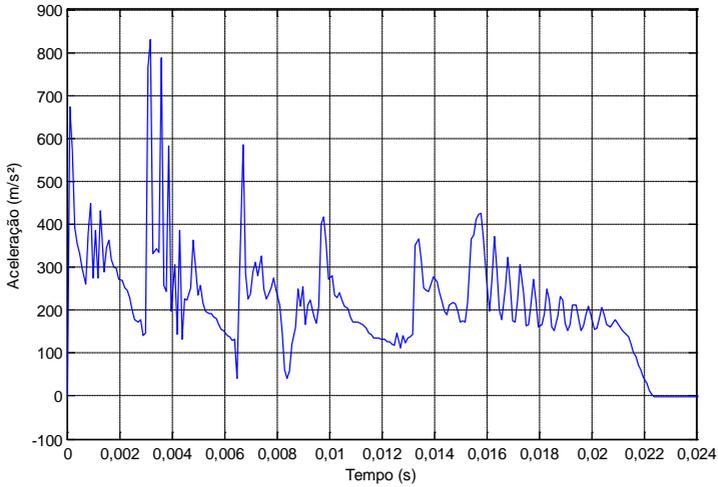


Figura 83 - Aceleração vs tempo c88t1,50v5malha 0,25mm.

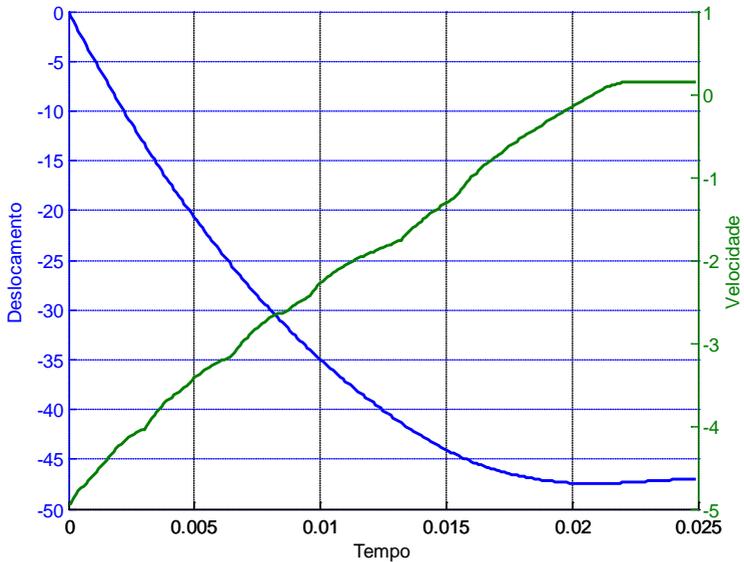


Figura 84 - Deslocamento e velocidade vs tempo c88t1,50v5malha 0,25mm.

### Tipo 3 - c108t1,00v5 malha 0,30mm

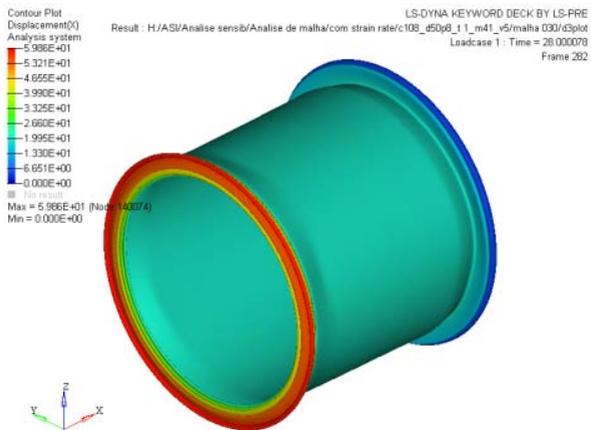


Figura 85 - c108t1,00v5 malha 0,30mm.

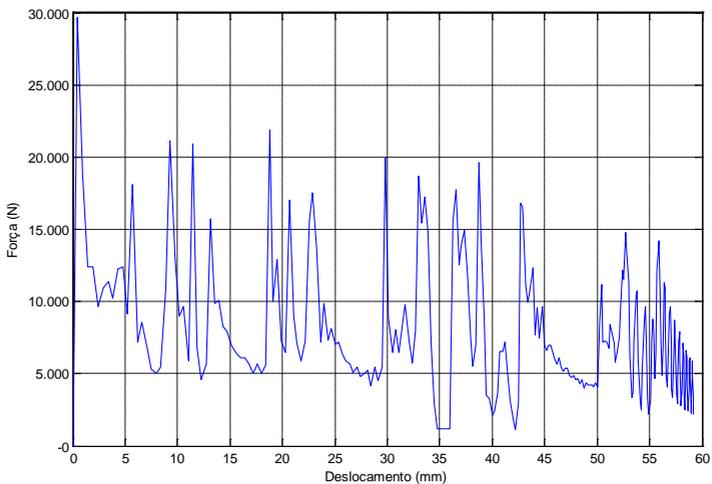


Figura 86 - Força vs deslocamento c108t1,00v5 malha 0,30mm.

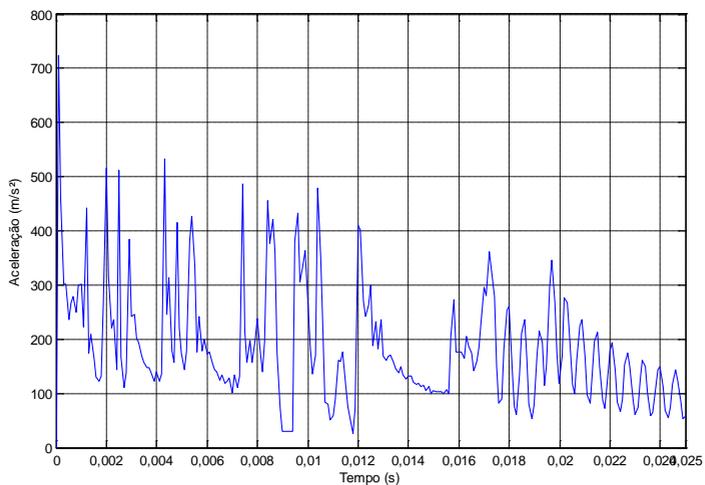


Figura 87 - Aceleração vs tempo c108t1,00v5 malha 0,30mm.

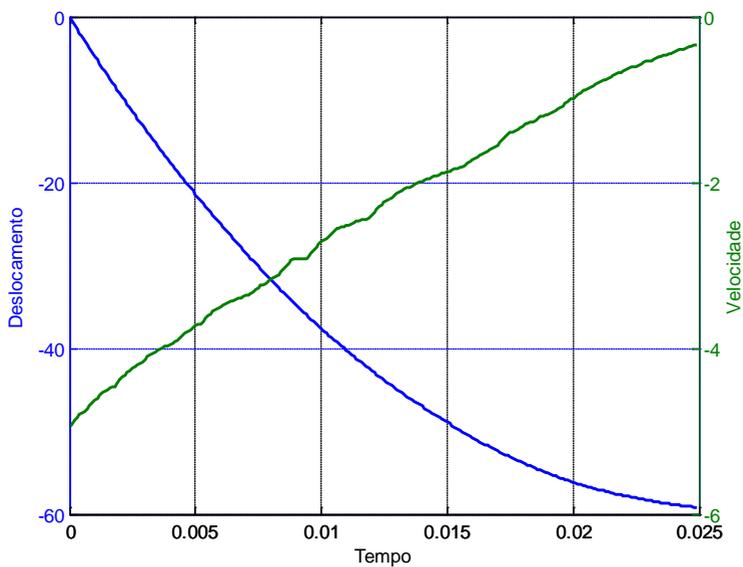


Figura 88 - Deslocamento e velocidade vs tempo c108t1,00v5 malha 0,30mm.

### Tipo 4 - c108t1,50v6 malha 0,30mm

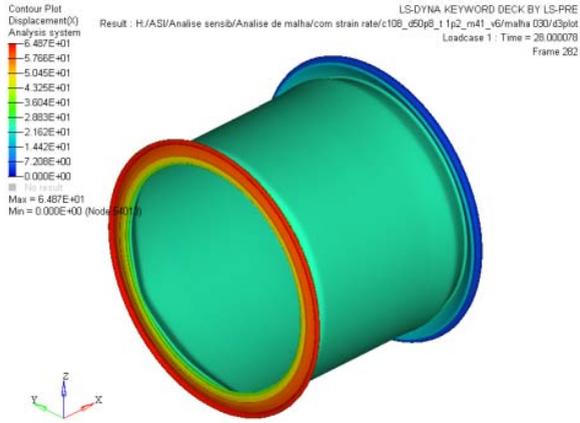


Figura 89 - c108t1,50v6 malha 0,30mm.

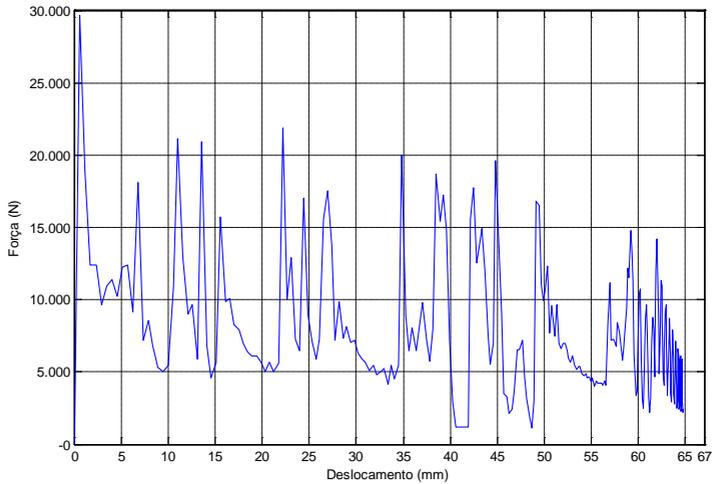


Figura 90 - Força vs deslocamento c108t1,50v6 malha 0,30mm.

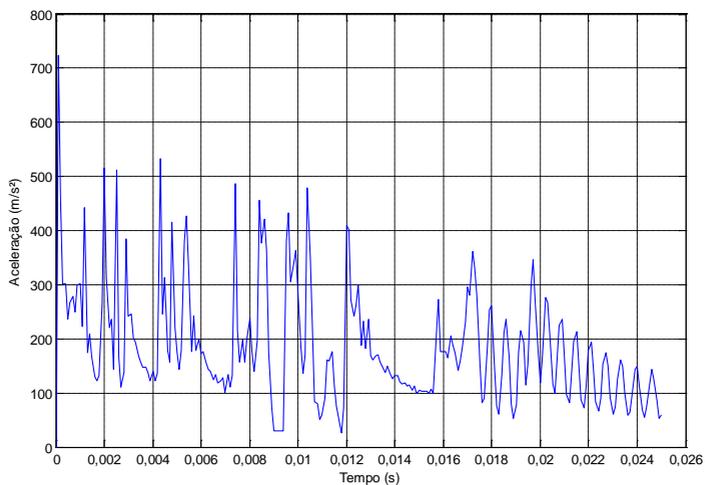


Figura 91 - Aceleração vs tempo c108t1,50v6 malha 0,30mm.

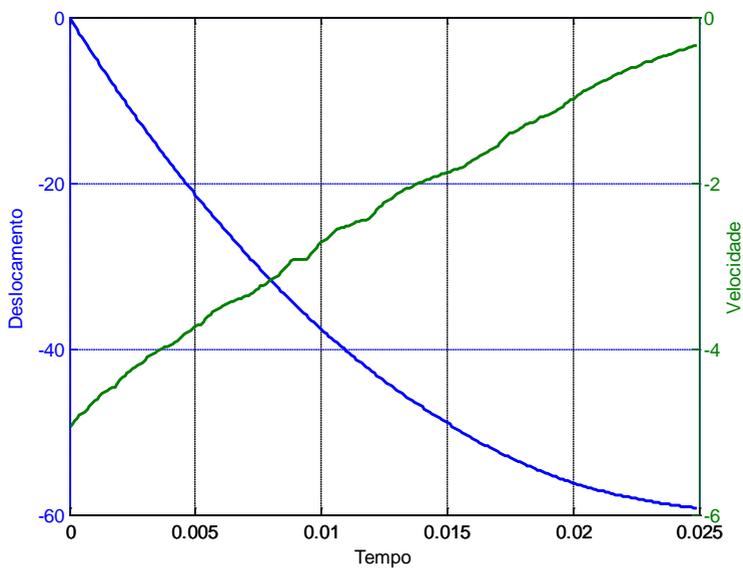


Figura 92 - Deslocamento e velocidade vs tempo c108t1,50v6 malha 0,30mm.

## 6.2. Análise da influência da taxa de deformação

Ainda que o alumínio é um material pouco sensível à taxa de deformação a temperatura ambiente, foi feita uma avaliação da sensibilidade à taxa de deformação, visto que a ela pode influenciar a formação das dobras de flambagem. Na tabela 26 é apresentada a variação do deslocamento máximo em função do tamanho de elemento de da influência da sensibilidade do material à taxa de deformação.

Tabela 28 – Variação do deslocamento máximo em função do tamanho de elemento e da influência da sensibilidade do material à taxa de deformação.

| <i>com strain rate</i> |              |                          | <i>sem strain rate</i> |              |                          | <b>Diferença percentual Desloc max x (mm)</b> |
|------------------------|--------------|--------------------------|------------------------|--------------|--------------------------|---|
| <b>CP N°</b>           | <b>malha</b> | <b>Desloc max x (mm)</b> | <b>CP N°</b>           | <b>malha</b> | <b>Desloc max x (mm)</b> |   |
| c108 t1.20             | 0.60         | 68,65                    | c108 t1.20             | 0.60         | 68,12                    | 0,77  |
| c108 t1.20             | 0.43         | 66,79                    | c108 t1.20             | 0.44         | 66,65                    | 0,21  |
| c108 t1.20             | 0.30         | 64,87                    | c108 t1.20             | 0.30         | 66,64                    | -2,73   |
| c108 t1.00             | 0.60         | 61,73                    | c108 t1.00             | 0.60         | 62,11                    | -0,62   |
| c108 t1.00             | 0.43         | 60,56                    | c108 t1.00             | 0.43         | 61,07                    | -0,84   |
| c108 t1.00             | 0.30         | 59,86                    | c108 t1.00             | 0.30         | 59,75                    | 0,18  |
| c88 t1.20              | 0.60         | 49,78                    | c88 t1.20              | 0.60         | 49,94                    | -0,32   |
| c88 t1.20              | 0.44         | 48,91                    | c88 t1.20              | 0.44         | 49,25                    | -0,70   |
| c88 t1.20              | 0.31         | 47,02                    | c88 t1.20              | 0.31         | 46,87                    | 0,32  |
| c88 t1.20              | 0.25         | 47,27                    | c88 t1.20              | 0.25         | 47,52                    | -0,53   |
| c88 t1.00              | 0.60         | 41,66                    | c88 t1.00              | 0.60         | 41,86                    | -0,48   |
| c88 t1.00              | 0.44         | 41,29                    | c88 t1.00              | 0.44         | 41,31                    | -0,05   |
| c88 t1.00              | 0.31         | 40,92                    | c88 t1.00              | 0.31         | 40,39                    | 1,30  |
| c88 t1.00              | 0.25         | 40,38                    | c88 t1.00              | 0.25         | 40,06                    | 0,79  |

Pelos resultados das simulações acima, pode-se notar que a taxa de deformação também teve pouca influência nos resultados.

Nas figuras a seguir, é feita a comparação do modelo com sensibilidade à taxa de deformação (em azul) e sem sensibilidade à taxa de deformação (em vermelho):

c88t1,00v4 malha 0,25mm

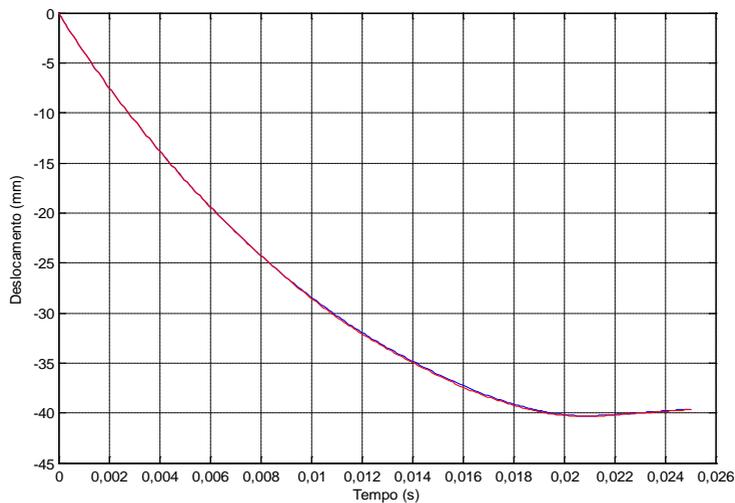


Figura 93 - Deslocamento vs tempo.

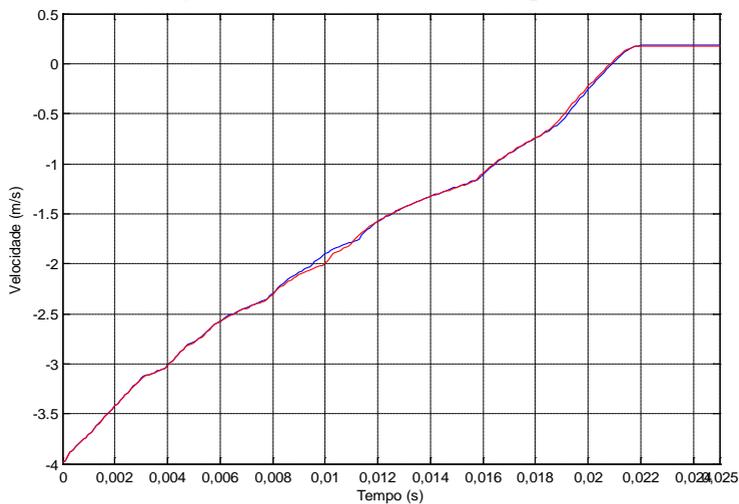


Figura 94 – Velocidade vs tempo.

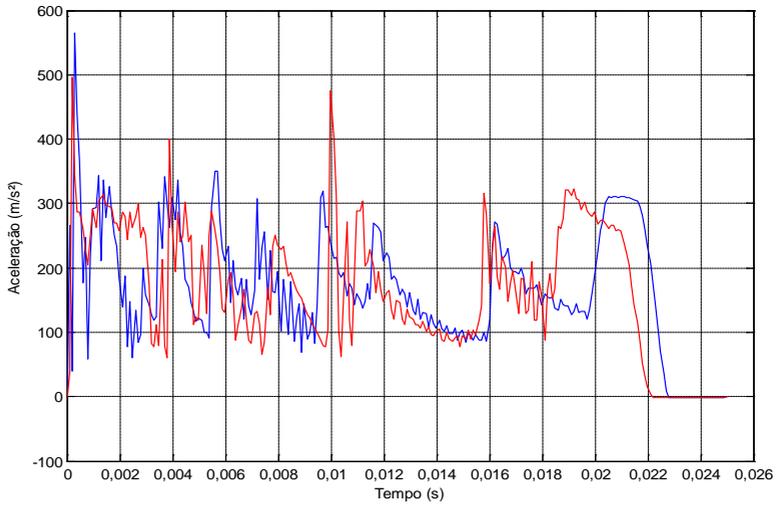


Figura 95 - Aceleração vs tempo.

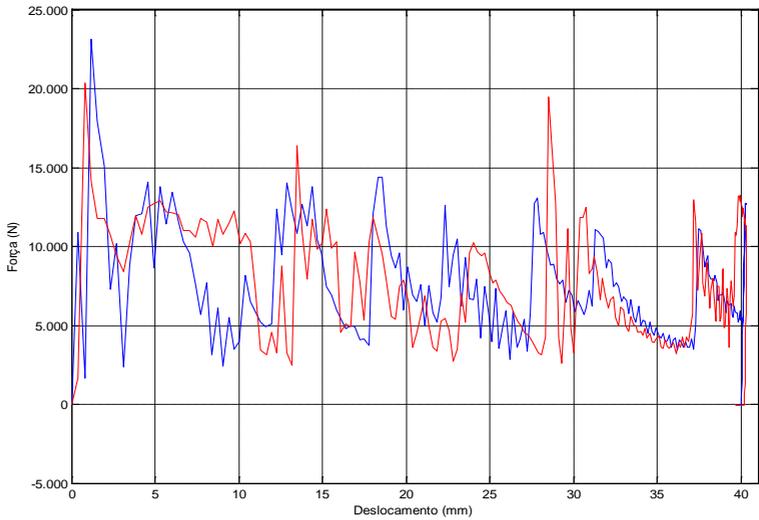


Figura 96 - Força vs deslocamento.

c88t1,50v5 malha 0,25mm

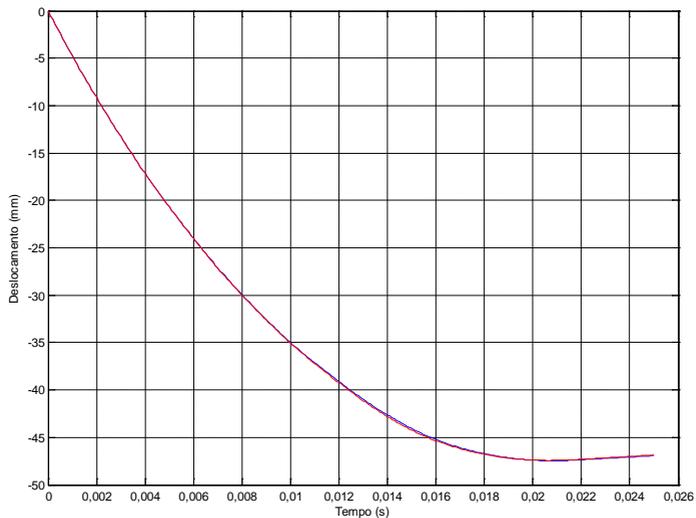


Figura 97 - Deslocamento vs tempo.

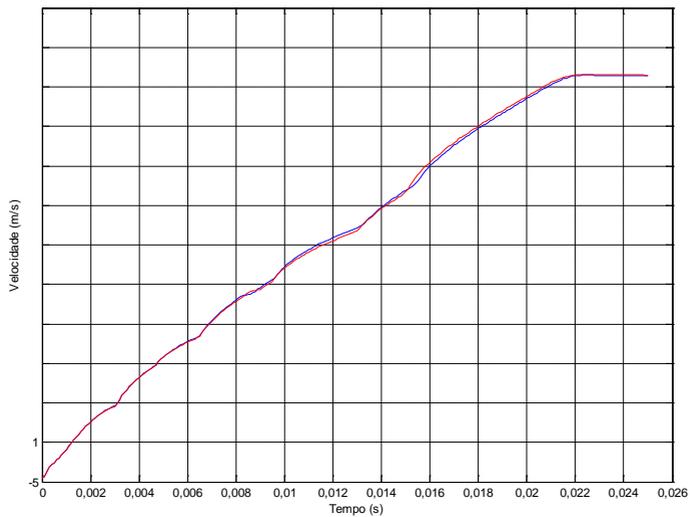


Figura 98 - Velocidade vs tempo.

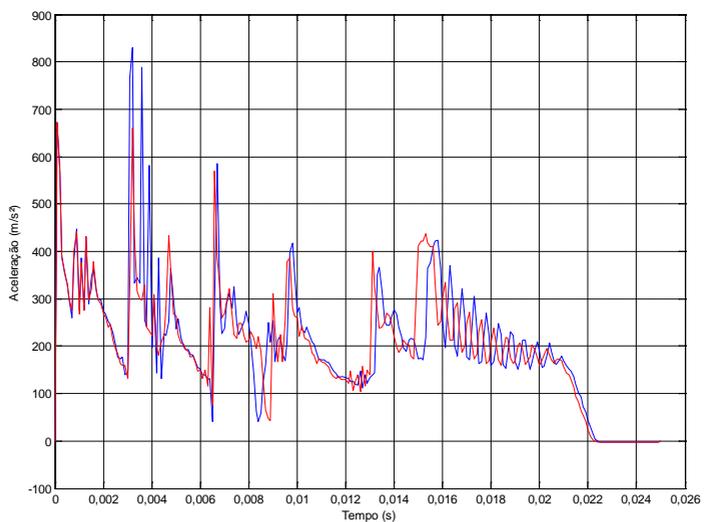


Figura 99 - Aceleração vs tempo.

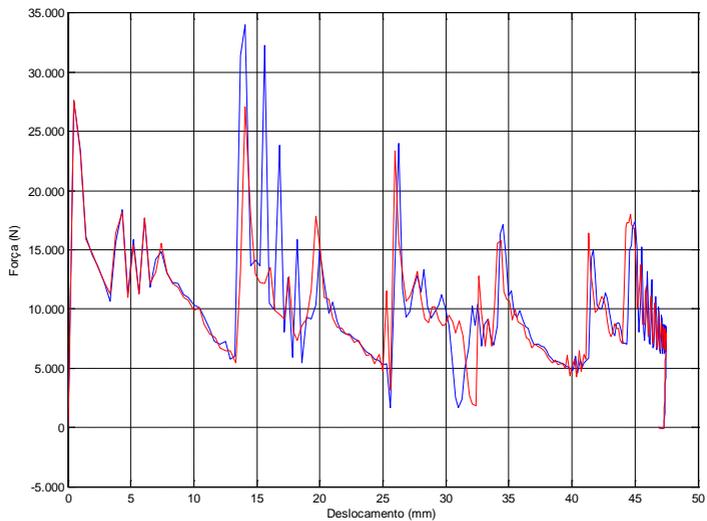


Figura 100 - Força vs deslocamento.

c108t1,00v5 malha 0,30mm

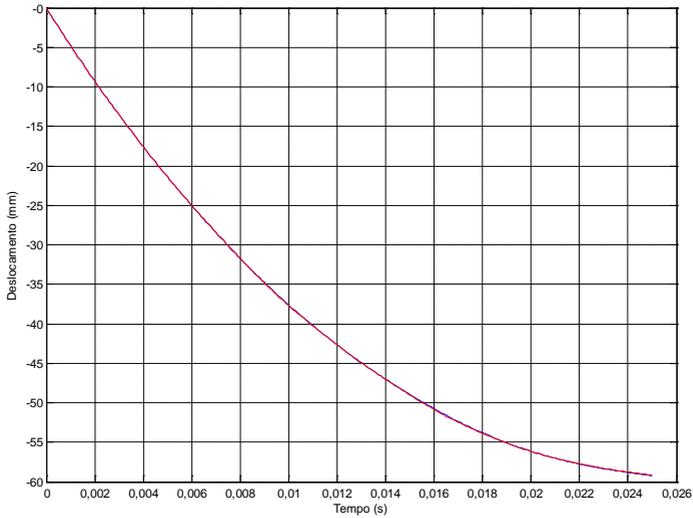


Figura 101 - Deslocamento vs tempo.

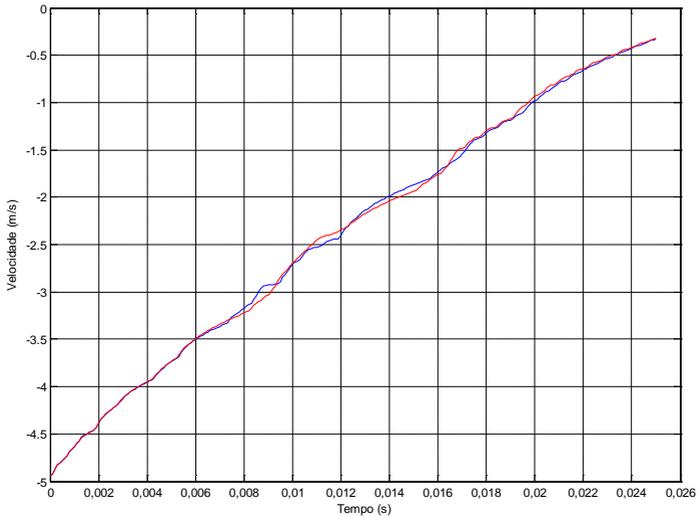


Figura 102 - Velocidade vs tempo.

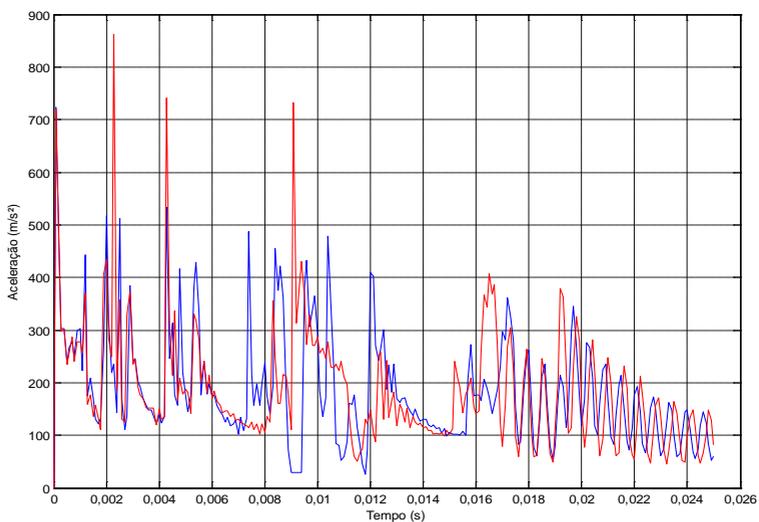


Figura 103 - Aceleração vs tempo.

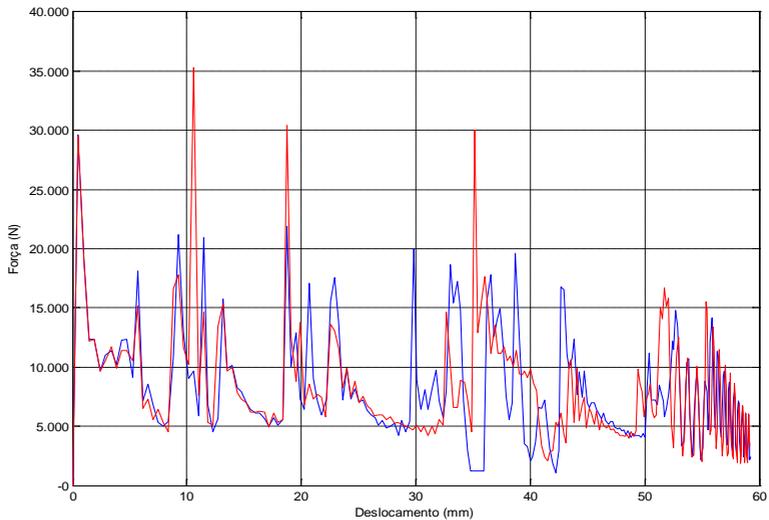


Figura 104 - Força vs deslocamento.

c108t1,50v6 malha 0,30mm

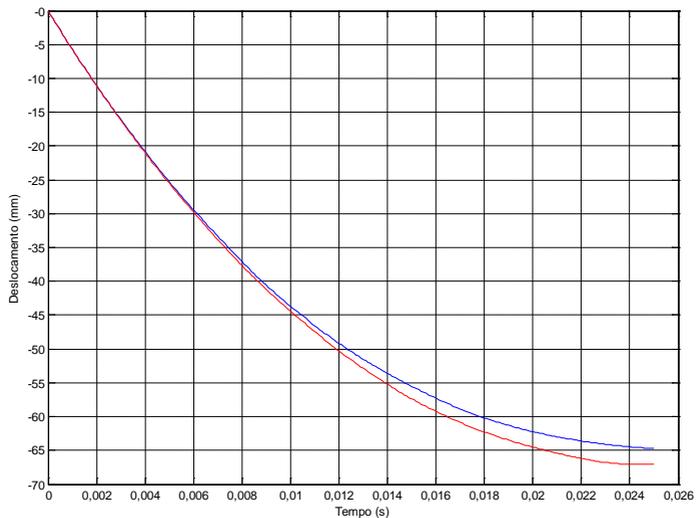


Figura 105 - Deslocamento vs tempo.

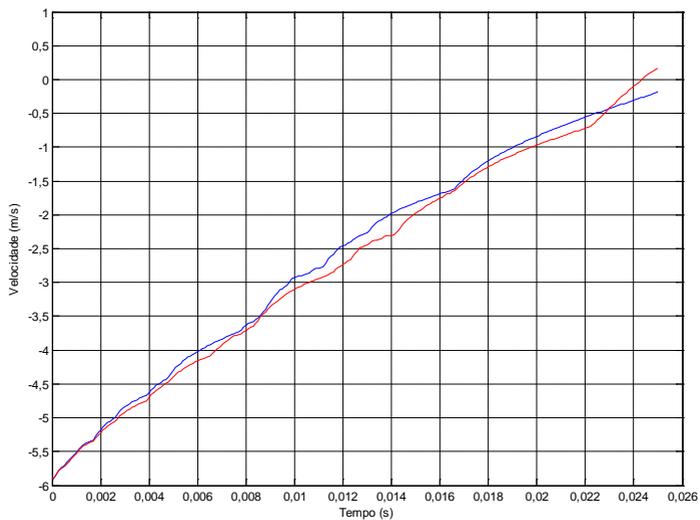


Figura 106 - Velocidade vs tempo.

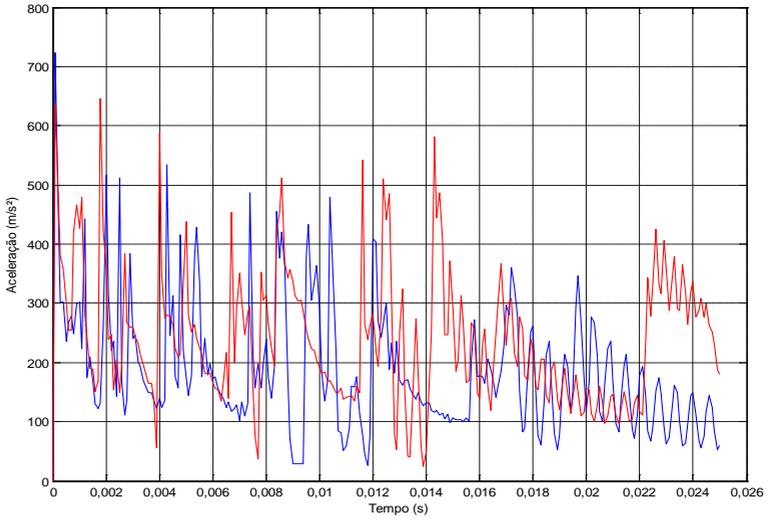


Figura 107 - Aceleração vs tempo.

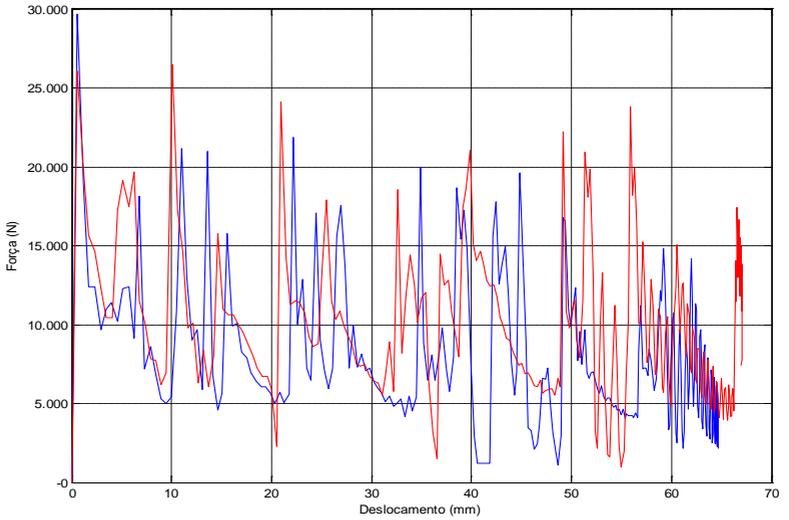


Figura 108 - Força vs deslocamento.

### 6.3. Resultados dos testes experimentais

Com relação aos testes experimentais, pôde-se observar um desempenho de flambagem próximo ao previsto analiticamente, também sendo notada a aleatoriedade da formação das dobras, em termos de formação em uma extremidade ou outra dos tubos, CPs 01 e 02 (Figura 109), bem como mudança do modo concertina para diamante para ensaios com as mesmas configurações de geometria de CP e altura de queda, como exemplo, CPs 02 e 04 (Figura 110) No apêndice C, são apresentados os gráficos e fotos de todos os corpos de prova ensaiados.



Figura 109 - CP 01 e 02 após ensaio.



Figura 110 - CP 02 e 04 após ensaio.

#### 6.4. Comparação experimental - numérica

Pelos resultados apresentados a seguir, para as correlações dos quatro tipos de corpos de prova ensaiados experimentalmente e numericamente, pôde-se verificar a resposta dos modelos numéricos (em vermelho) e dos modelos experimentais (em azul).

Tipo 1 - CP02 vs c108 t1 v6

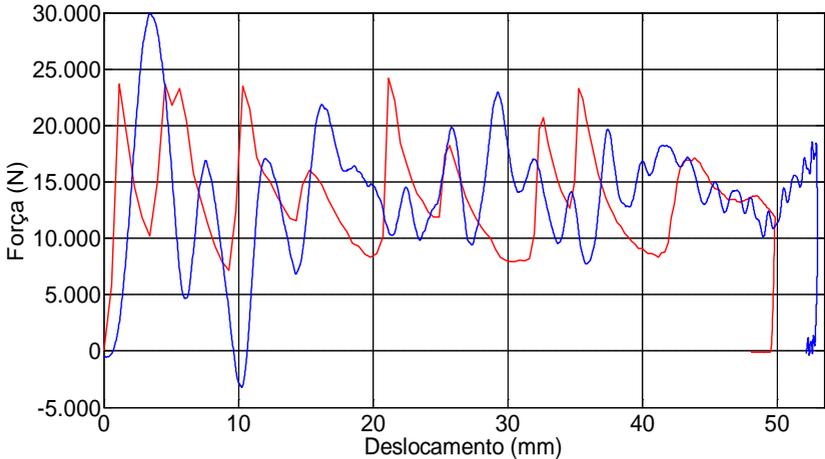


Figura 111 - Força vs deslocamento.

Os picos de flambagem se mostraram distantes nos modelos numérico e experimental, (23,7KN e 30,5KN, respectivamente, figura 111), assim como os de aceleração (entre  $578 \text{ m/s}^2$  e  $730,5 \text{ m/s}^2$ , figura 112) porém, a filtragem do sinal experimental acabou, ainda assim, influenciando nesses valores, assim como na definição dos picos subsequentes relativos à formação das dobras progressivas.

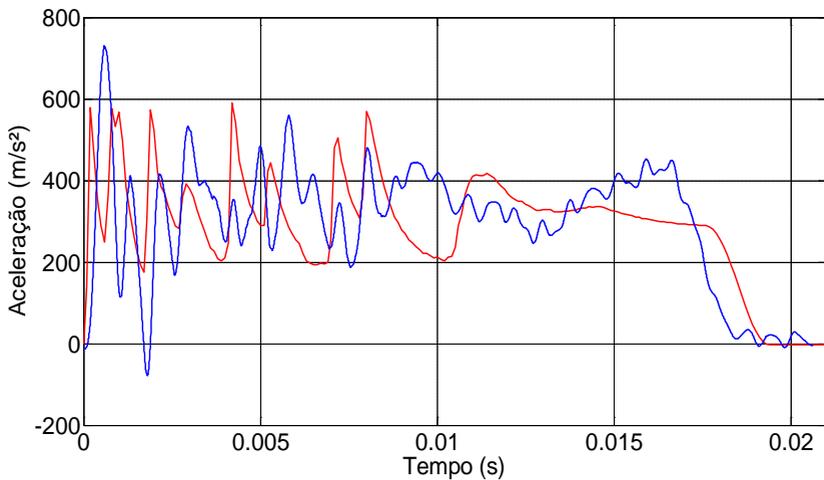


Figura 112 - Aceleração vs tempo.

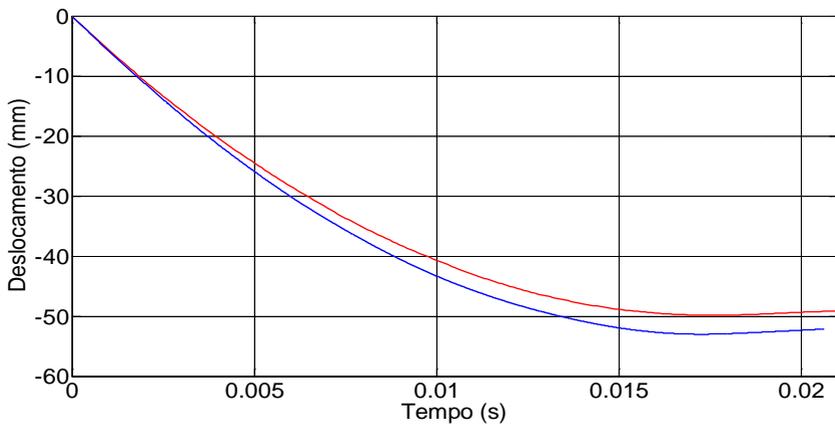


Figura 113 - Deslocamento vs tempo.

Os deslocamentos por tempo totais dos modelos numéricos foram menores do que os experimentais.

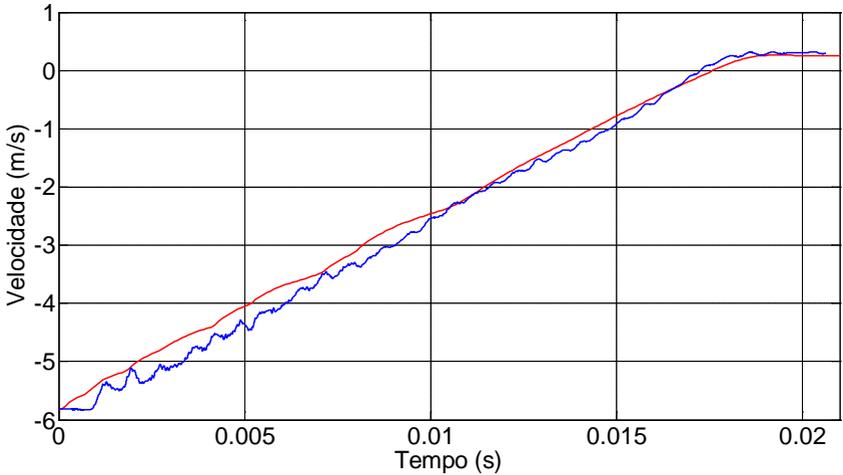


Figura 114 - Velocidade vs tempo.

Os valores de velocidade por tempo foram semelhantes em ambos os casos.

Em relação à deformada (figura 115), pode-se notar a formação de 5 dobras de flambagem no modelo numérico e 4 dobras no modelo experimental, com formação das dobras no modelo experimental na base do tubo e no modelo numérico no topo do tubo e a última dobra numérica foi do tipo diamante.

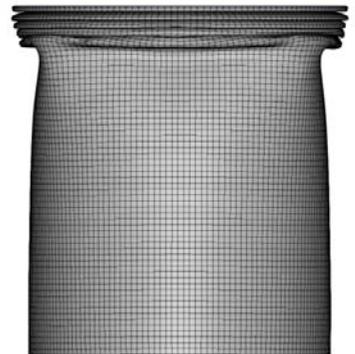


Figura 115 - Deformada experimental e numérica dos tubos.

Tipo 2 - CP07 vs c108 t1 v5

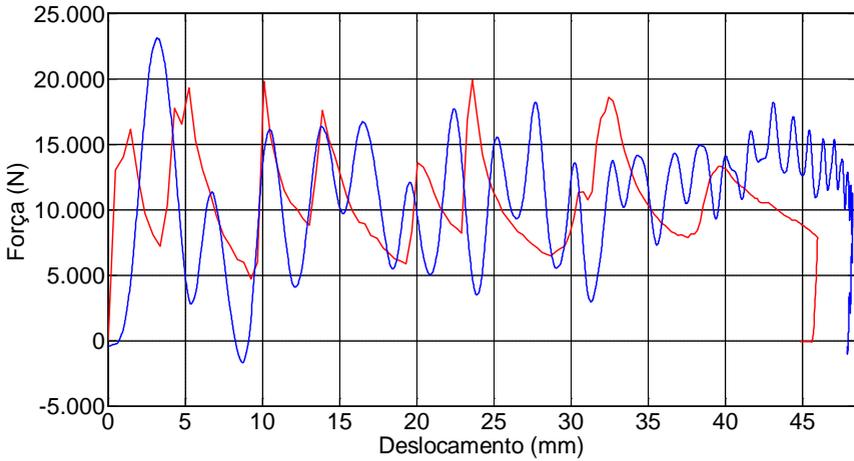


Figura 116 - Força vs deslocamento.

O comportamento geral de força-deslocamento (figuras 116 e 117) foram semelhantes ao modelo tipo 1 anterior.

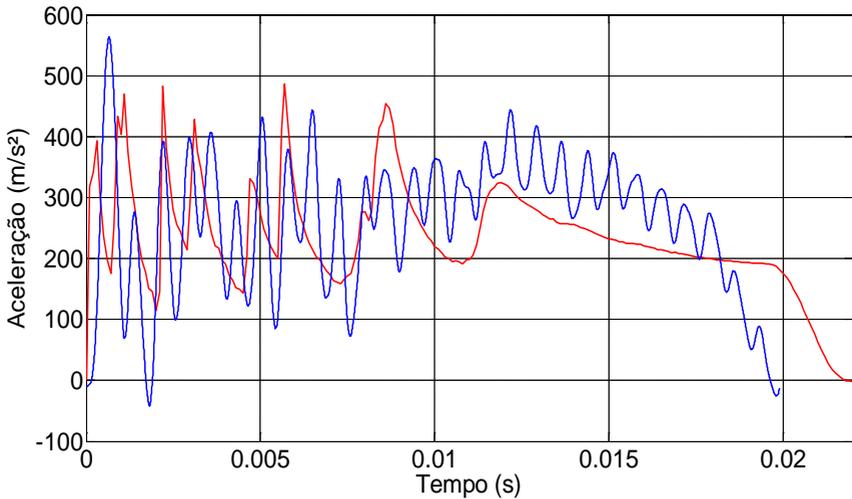


Figura 117 - Aceleração vs tempo.

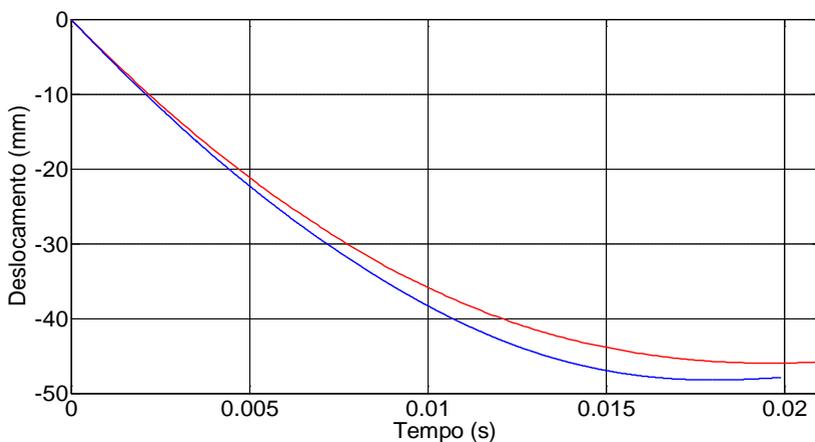


Figura 118 - Deslocamento vs tempo.

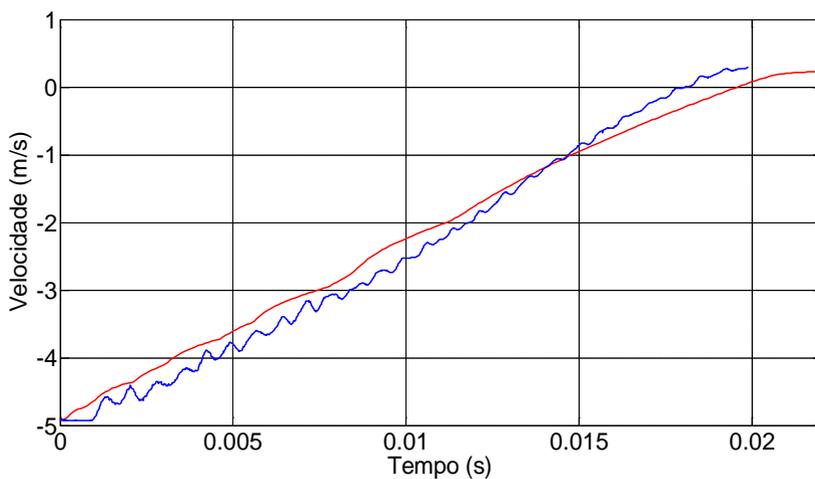


Figura 119 - Velocidade vs tempo.

Na figura 120 nota-se a formação de 5 dobras de flambagem no modelo numérico e 4 dobras no modelo experimental, com formação das dobras no topo do tubo no modelo experimental e no modelo numérico e as duas últimas dobras numéricas foram do tipo diamante.



Figura 120 - Deformada experimental e numérica dos tubos.

Tipo 3 - CP12 vs c88 t1 v5

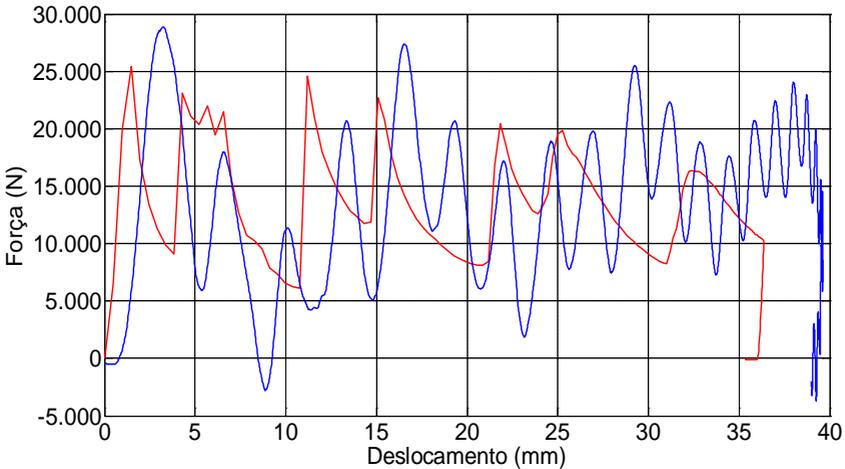


Figura 121 - Força vs deslocamento.

Os resultados das figuras 122 e 123 para o tipo 3 foram semelhantes aos tipos 1 e 2 anteriores.

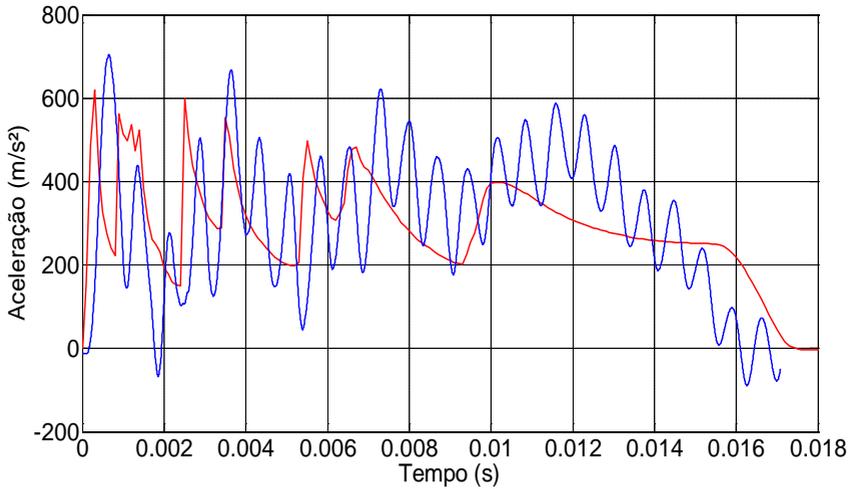


Figura 122 - Aceleração vs tempo.

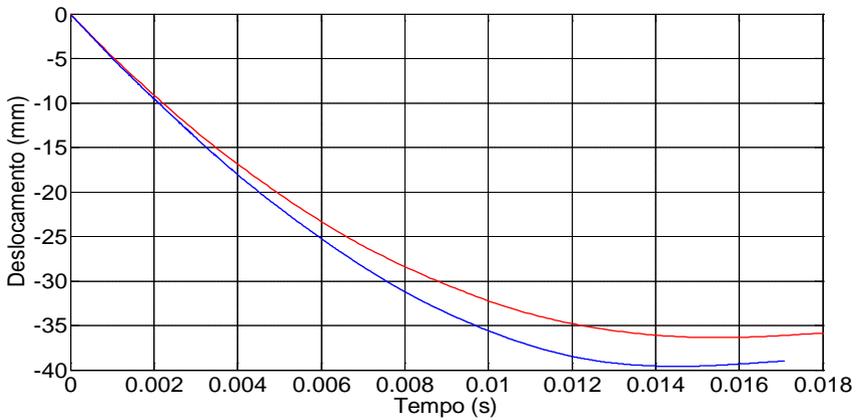


Figura 123 - Deslocamento vs tempo.

Os valores de deslocamento por tempo (figura 123) foram menores no modelo analítico. Os valores de velocidade por tempo (figura 124) foram semelhantes em ambos os casos.

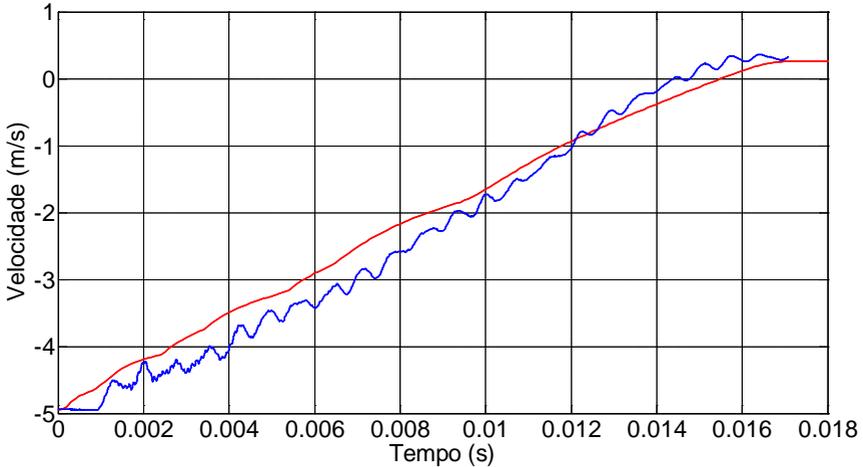


Figura 124 - Velocidade vs tempo.

Na figura 125 pode-se notar a formação de 4 dobras de flambagem no modelo numérico e 3 dobras no modelo experimental, com formação das dobras no topo do tubo no modelo experimental e no modelo numérico e a última dobra numérica foi do tipo diamante.

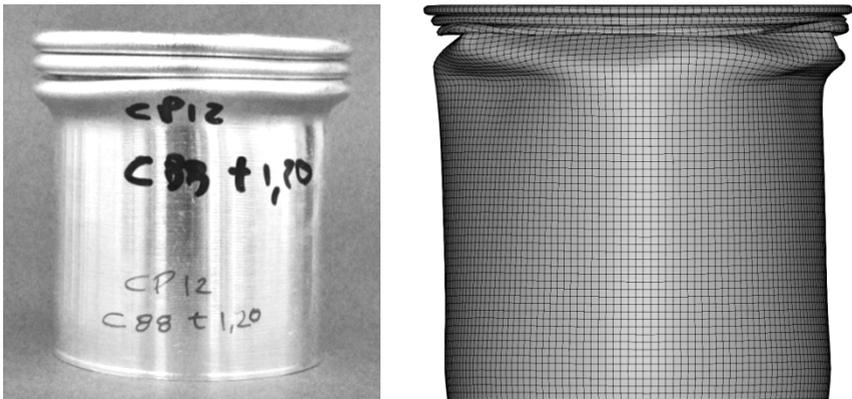


Figura 125 - Deformada experimental e numérica dos tubos.

#### Tipo 4 - CP18 vs c88 t1 v4

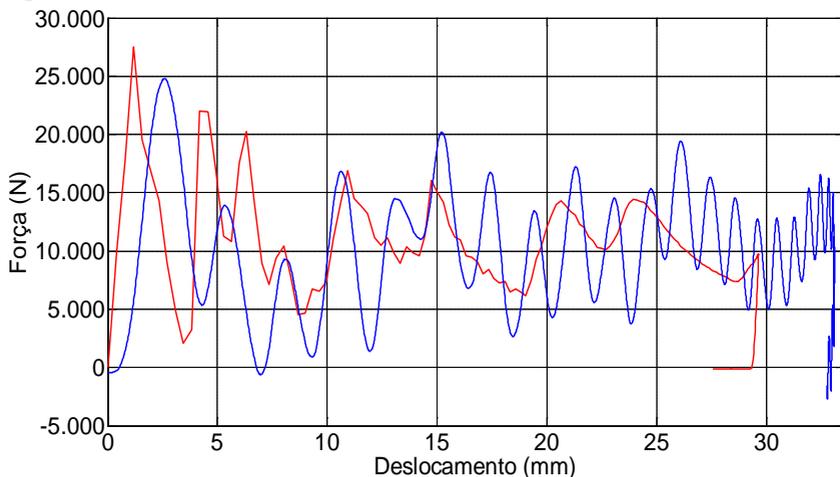


Figura 126 - Força vs deslocamento

Os picos de flambagem se mostraram próximos em ambos os casos, (25KN e 27,5KN), assim como os de aceleração (entre  $600 \text{ m/s}^2$  e  $670 \text{ m/s}^2$ ) porém, a filtragem do sinal experimental acabou, ainda assim, influenciando nesses valores, assim como na definição dos picos subsequentes relativos à formação das dobras progressivas.

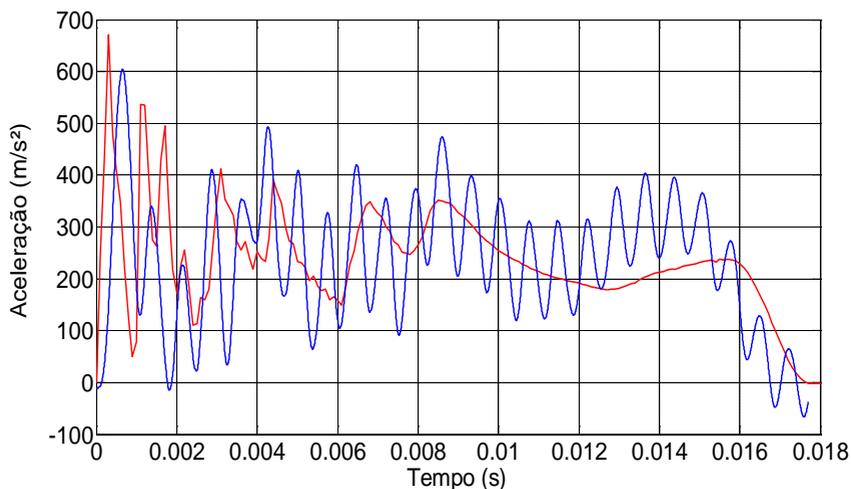


Figura 127 - Aceleração vs tempo

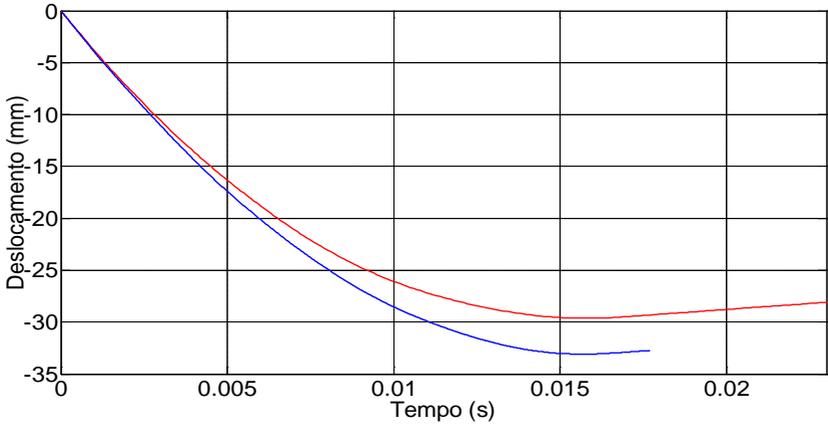


Figura 128 - Deslocamento vs tempo.

Os deslocamentos totais dos modelos numéricos foram menores do que os experimentais.

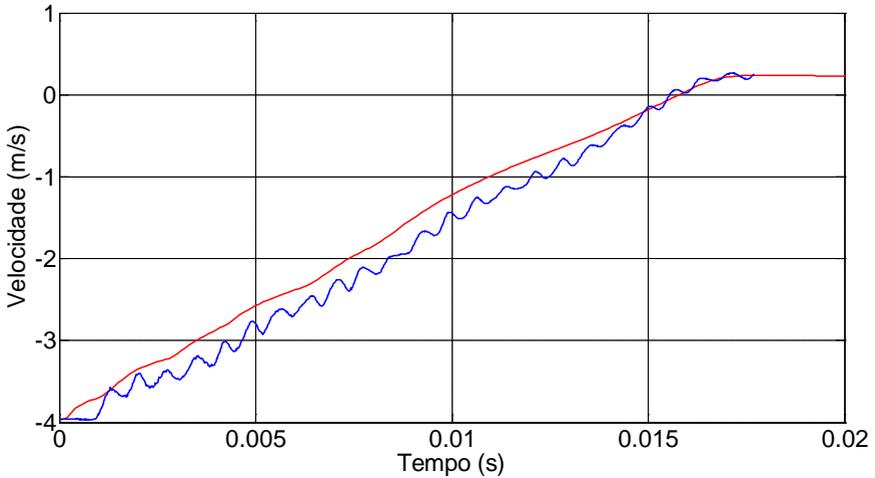


Figura 129 - Velocidade vs tempo.

Os valores de velocidade (figura 129) foram semelhantes em ambos os casos.

Em relação à deformada, pode-se notar que o número de dobras identificadas do modelo numérico foi igual ao experimental, com formação das dobras no modelo experimental no topo do tubo e no modelo numérico na base do tubo e a última dobra numérica foi do tipo diamante.

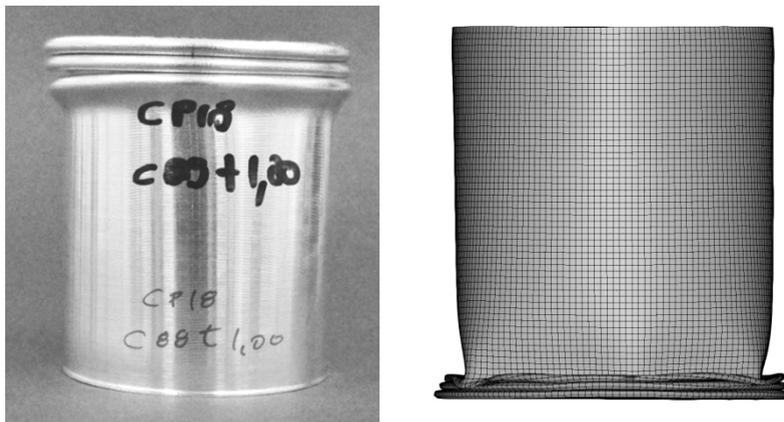


Figura 130 - Deformada experimental e numérica dos tubos.

Em relação à deformada dos modelos experimentais e numéricos para a avaliação das dobras de flambagem, em todos os tipos de modelos, observou-se um distanciamento nos tamanhos de dobras e raios de curvaturas das mesmas, sendo sempre menores nos modelos numéricos.

Tipo 1 - CP05 vs c108 t1 v6

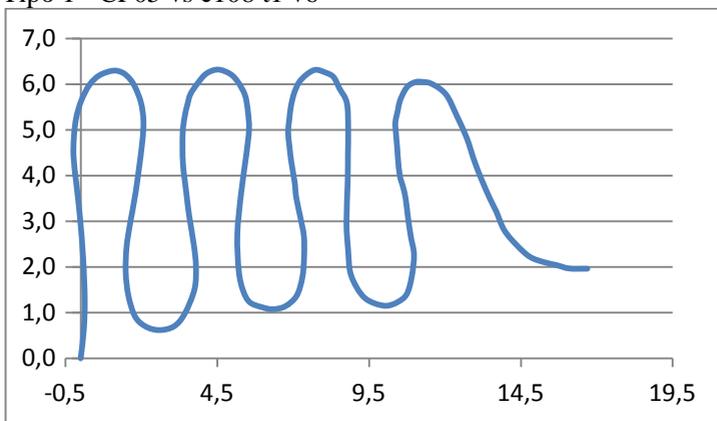


Figura 131 - Deformada experimental - tipo 1.

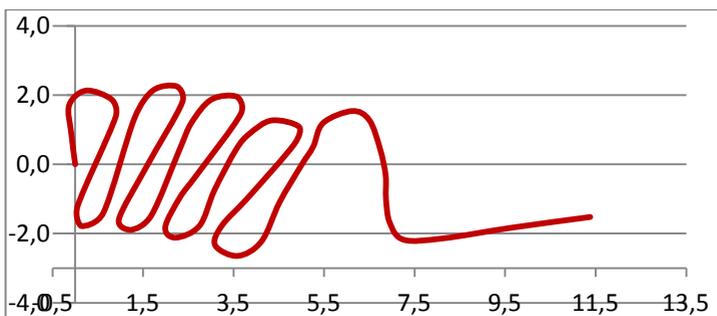


Figura 132 - Deformada numérica - tipo 1.

Tipo 2 - CP06 vs c108 t1 v5

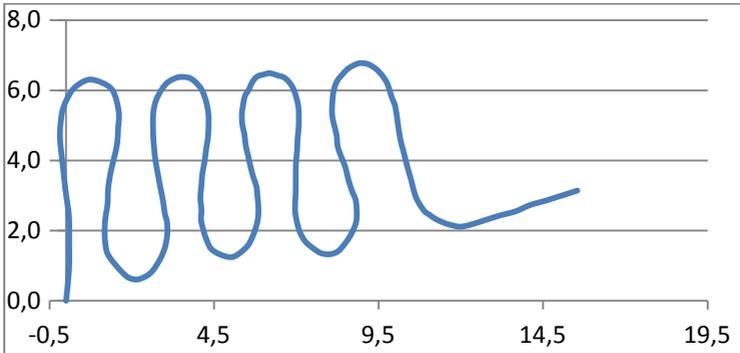


Figura 133 - Deformada experimental - tipo 1.

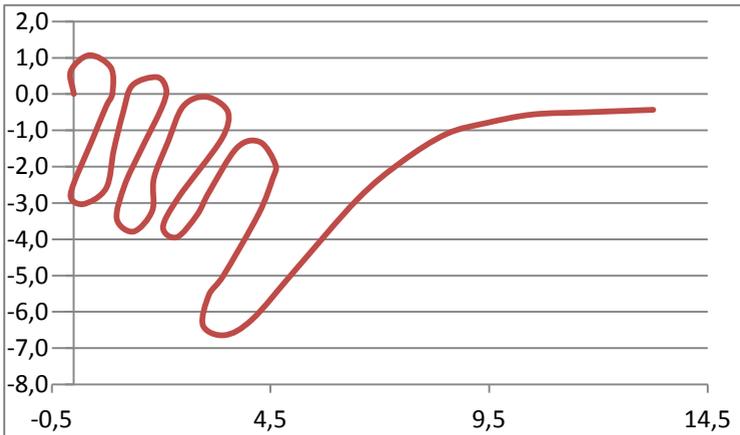


Figura 134 - Deformada numérica - tipo 2.

Tipo 3 - CP13 vs c88 t1 v5

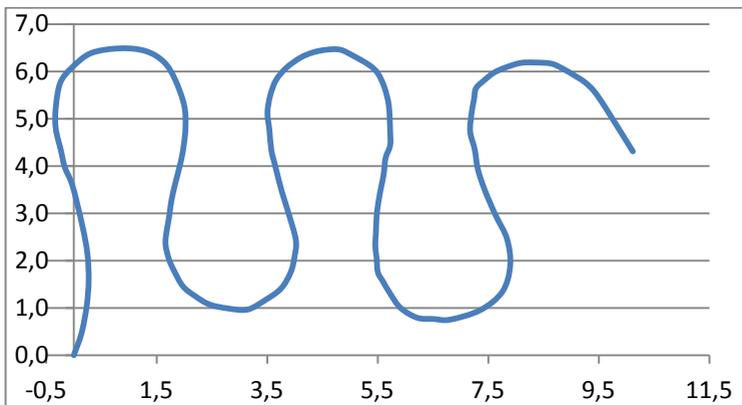


Figura 135 - Deformada experimental - tipo 3.

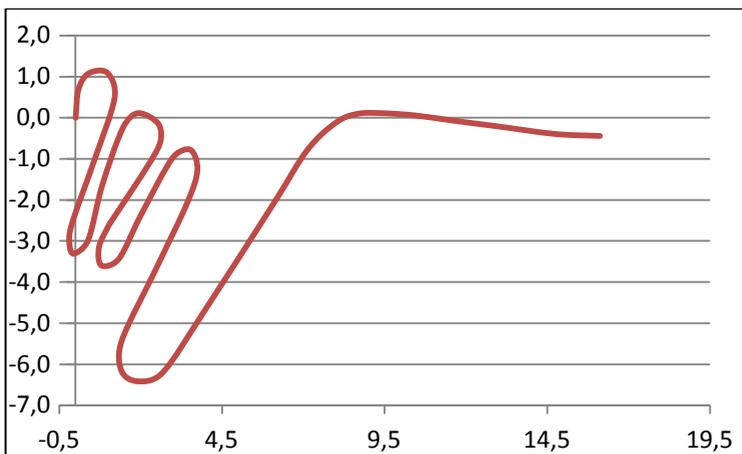


Figura 136 - Deformada numérica - tipo 3.

Tipo 4 - CP20 vs c88 t1 v4

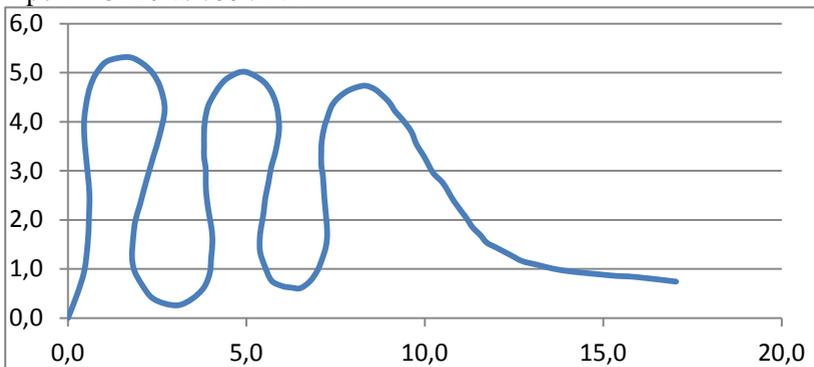


Figura 137 - Deformada experimental - tipo 4.

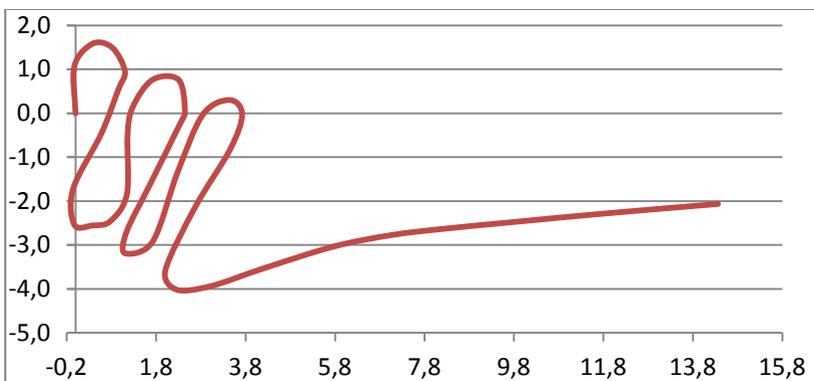


Figura 138 - Deformada numérica - tipo 4.

### 6.5. Análise de iniciadores de flambagem

Através dos resultados obtidos das simulações de tubos com iniciadores de flambagem, pode se observar e comparar o desempenho de cada geometria na redução do pico de início de flambagem dos tubos estudados.

- Tubo com rebaixo profundo para iniciar flambagem -  $t=1,4$  mm.

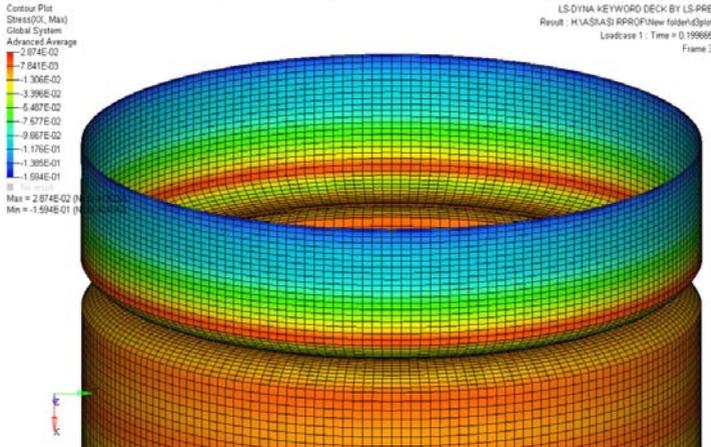


Figura 139 - Tubo com IF por rebaixo profundo- detalhe da malha.

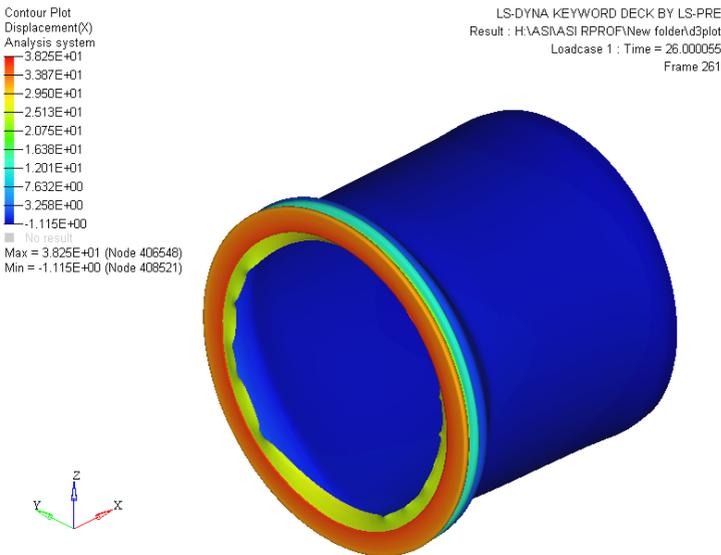


Figura 140 - Tubo com IF por rebaixo profundo-deslocamento máximo em X.

- Tubo com rebaixo leve para iniciar flambagem -  $t=1,5$  mm.

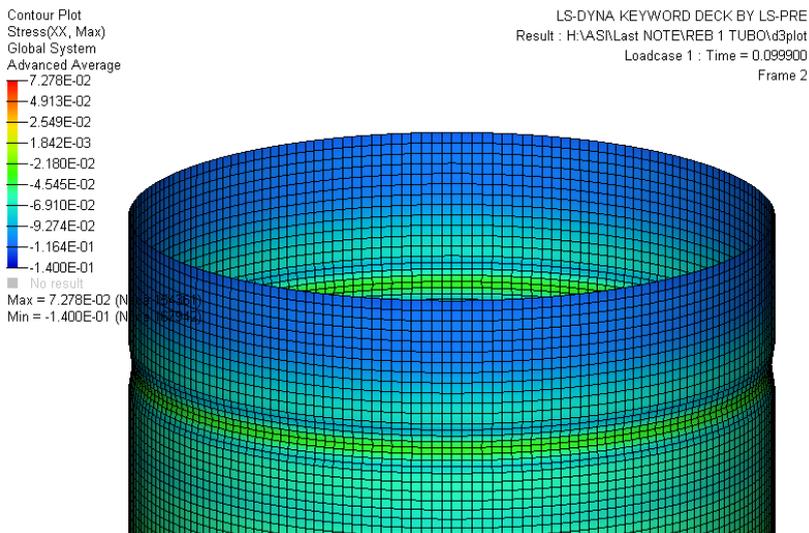


Figura 141 - Tubo com IF por rebaixo leve - detalhe da malha.

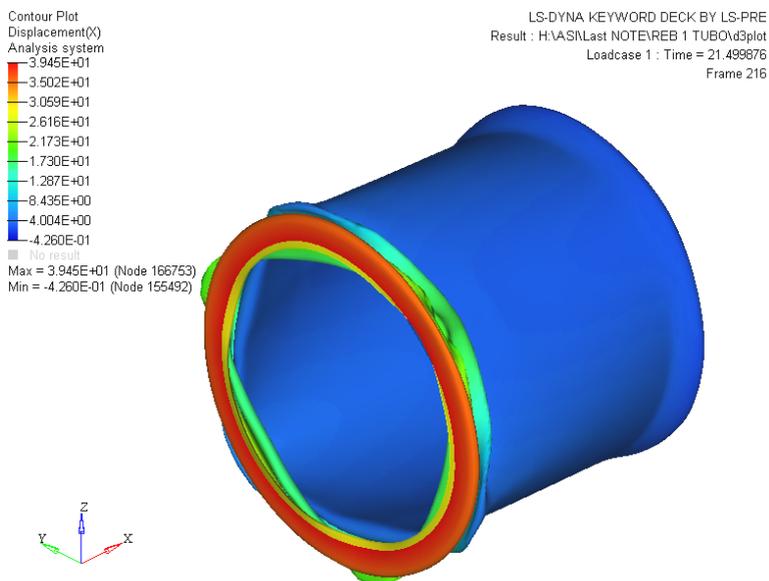


Figura 142 - Tubo com IF por rebaixo leve – desloc. max. em x.

Comparação modelo com IF por rebaixo leve (em azul) e rebaixo profundo (em vermelho).

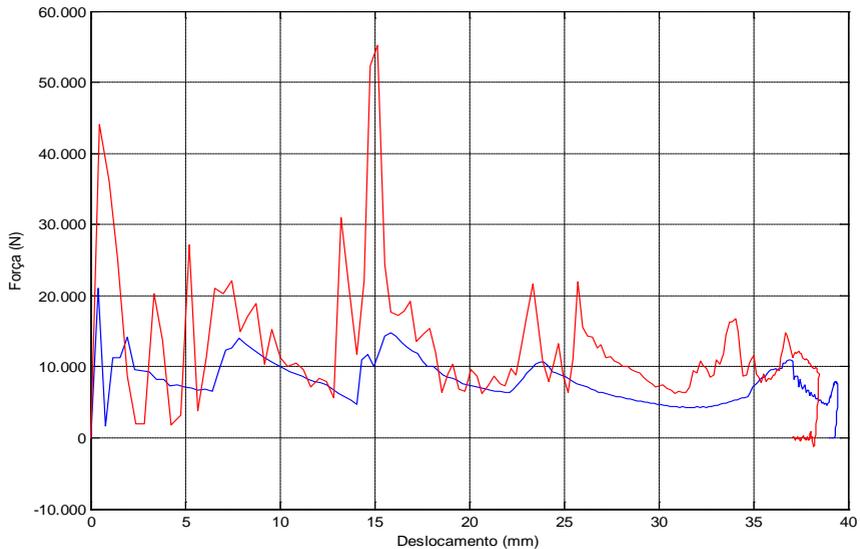


Figura 143 - Força vs deslocamento.

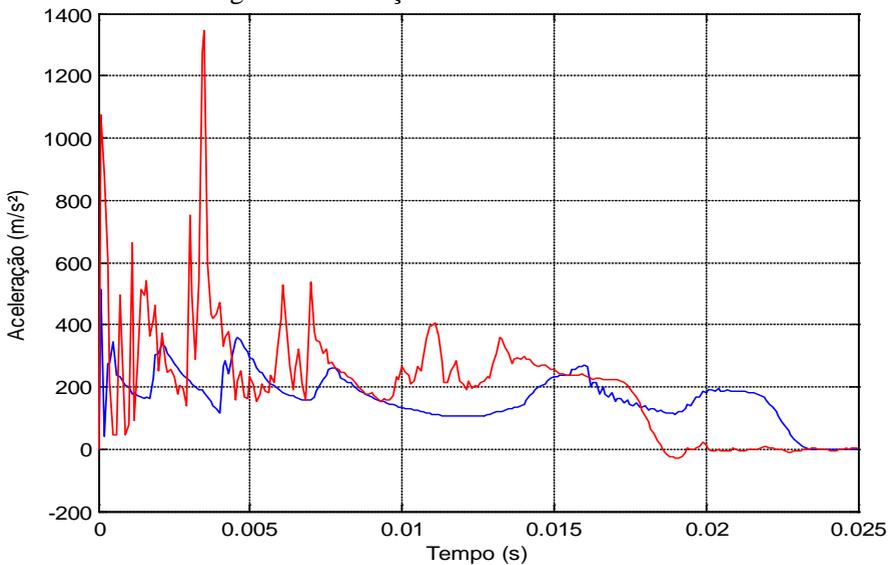


Figura 144 - Aceleração vs tempo.

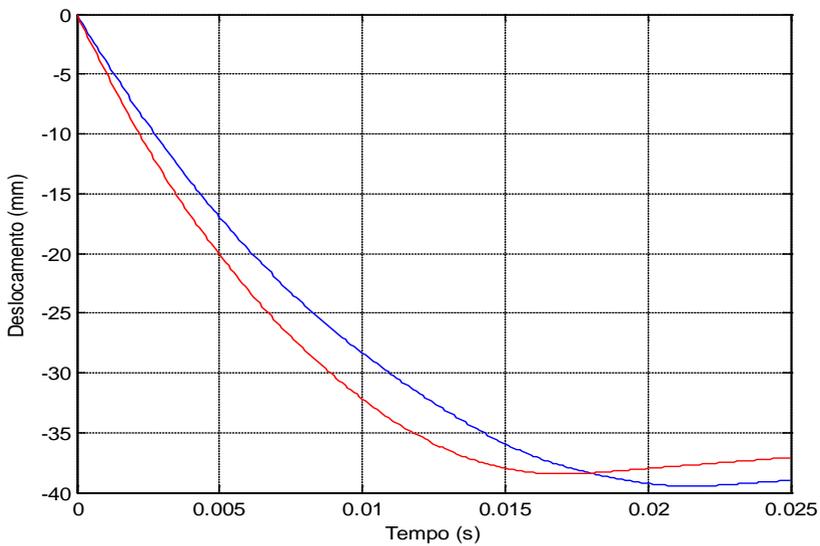


Figura 145 - Deslocamento vs tempo.

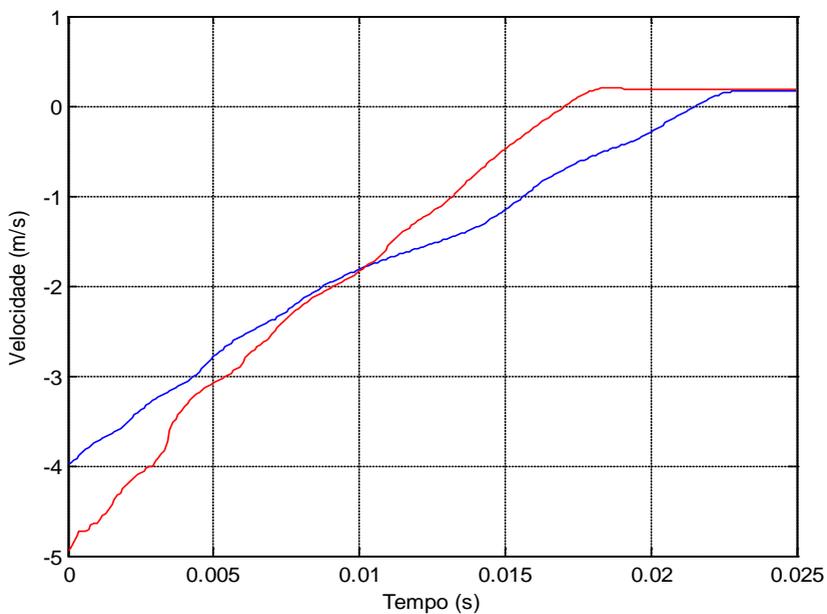


Figura 146 - Velocidade vs tempo.

# Análise da redução da carga crítica de flambagem com uso de rebaixo/furos.

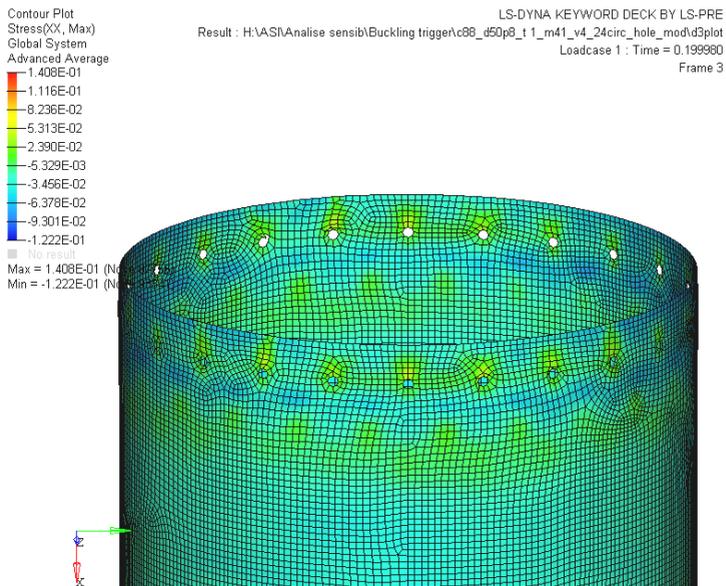


Figura 147 - Tubo com IF por furos circulares - detalhe da malha.

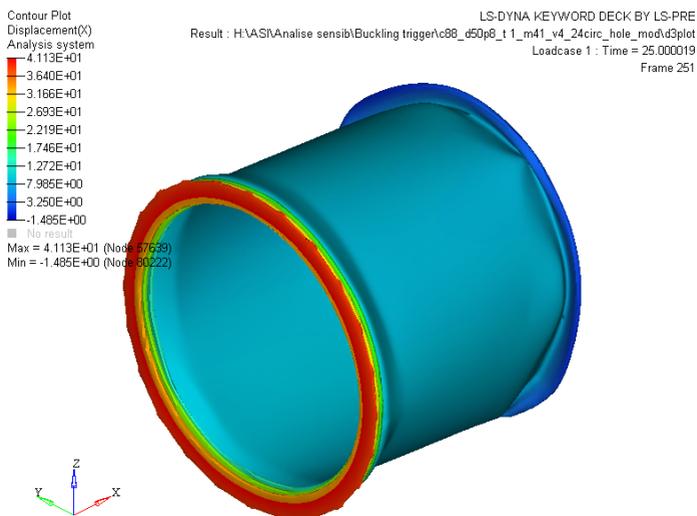


Figura 148 - Tubo com IF por furos circulares - desloc. max. em x.

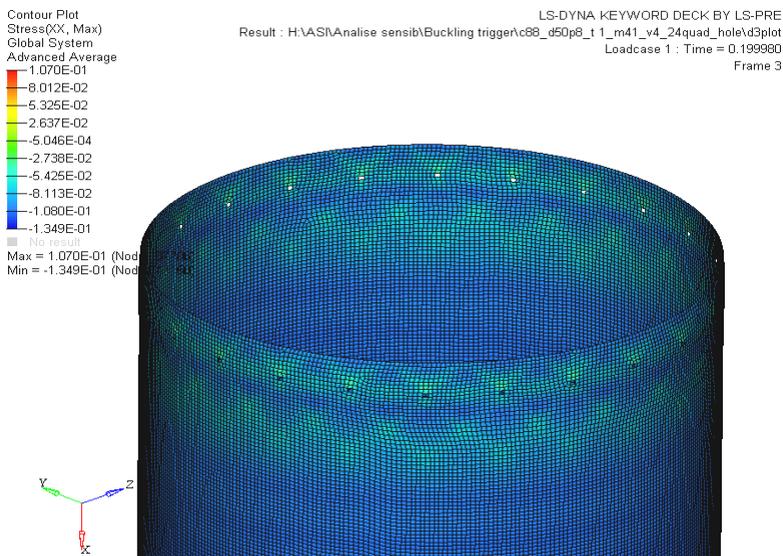


Figura 149 - Tubo com IF por furos quadrados - detalhe da malha.

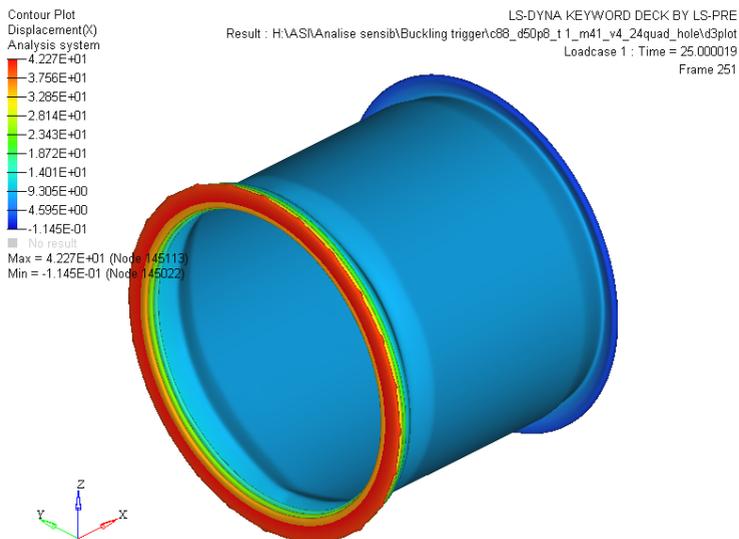


Figura 150 - Tubo com IF por furos quadrados - desloc. max. em x.

Comparação modelo com IF por furos circulares (em azul) e com furos quadrados (em vermelho).

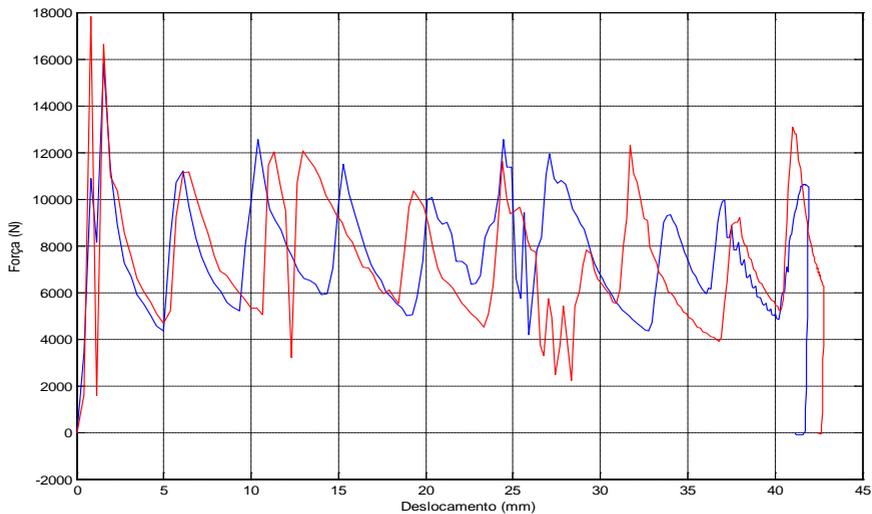


Figura 151 - Força vs deslocamento.

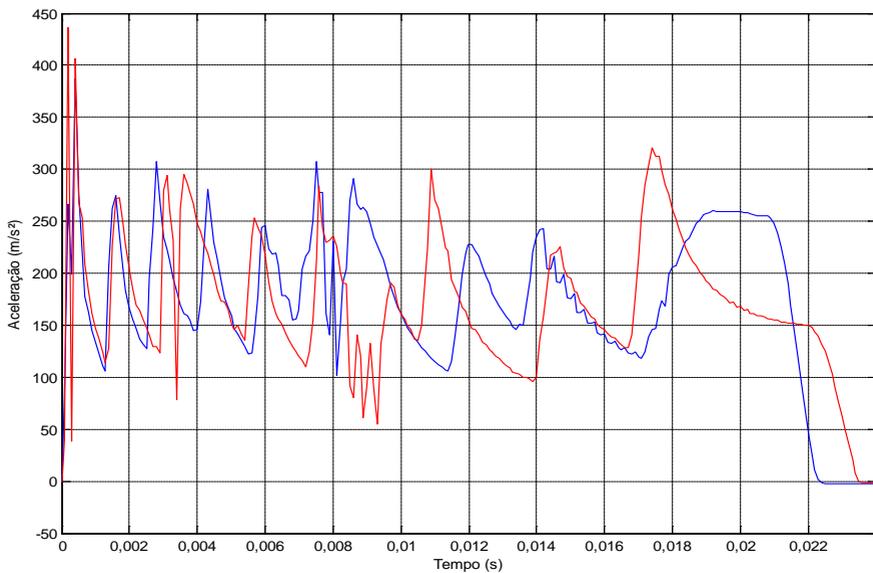


Figura 152 - Aceleração vs tempo.

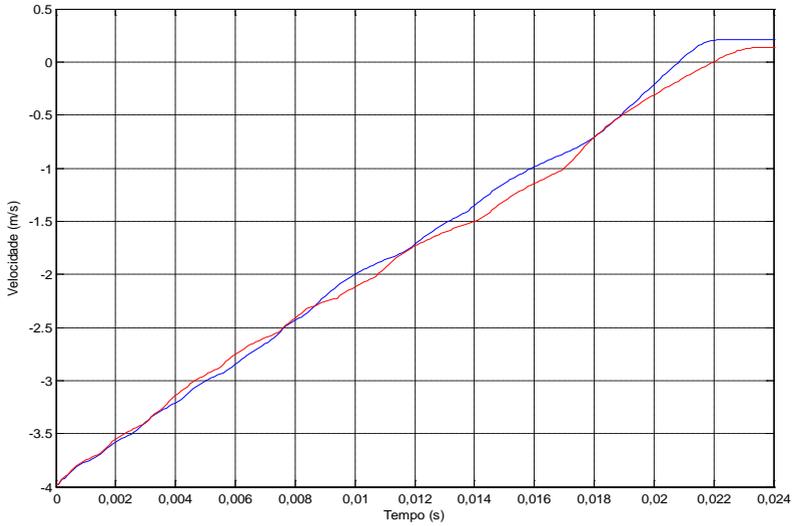


Figura 153 - Velocidade vs tempo.

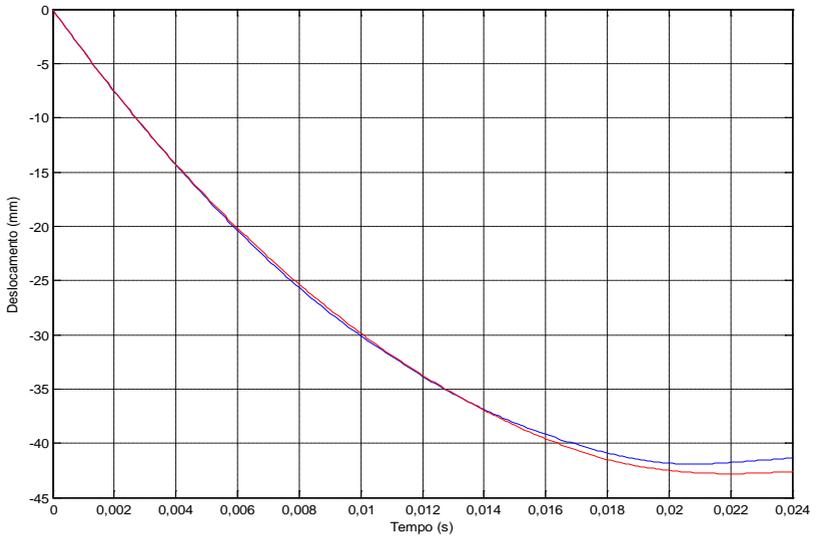


Figura 154 - Deslocamento vs tempo.

### Sled test sem ASI - Curva LS-DYNA

A curva de carregamento utilizada do exemplo do LS-DYNA provou ser bem menos severa do que a curva de carregamento NCAC do Toyota Yaris. Os resultados sem atuação do ASI são apresentados a seguir:

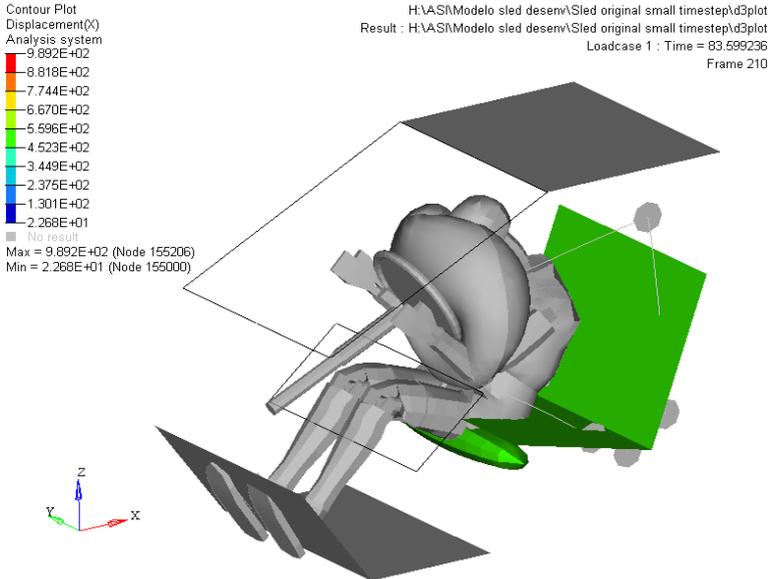


Figura 155 - Sled test sem ASI – curva LS-DYNA.

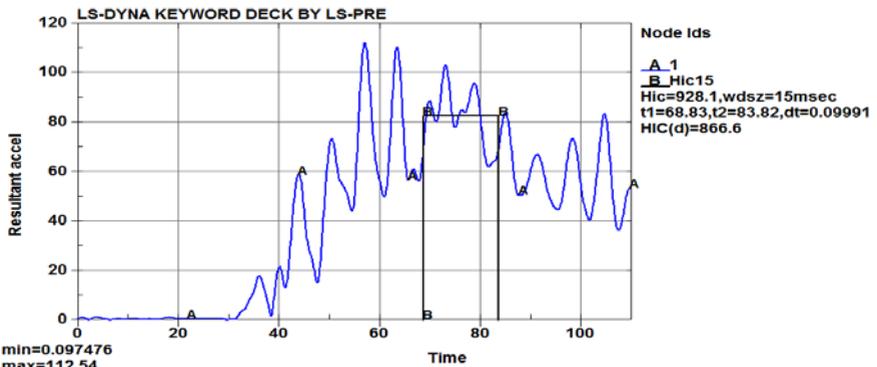


Figura 156 - Sled test sem ASI – HIC<sub>15</sub>.

Sem ASI  
HIC<sub>15</sub> = 866,6

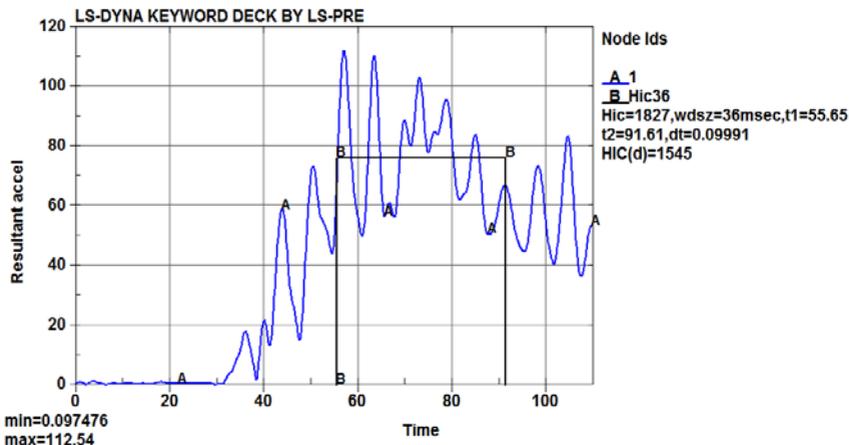


Figura 157 - Sled test com ASI – HIC<sub>36</sub>.

Sem ASI

HIC<sub>36</sub> = 1545,0

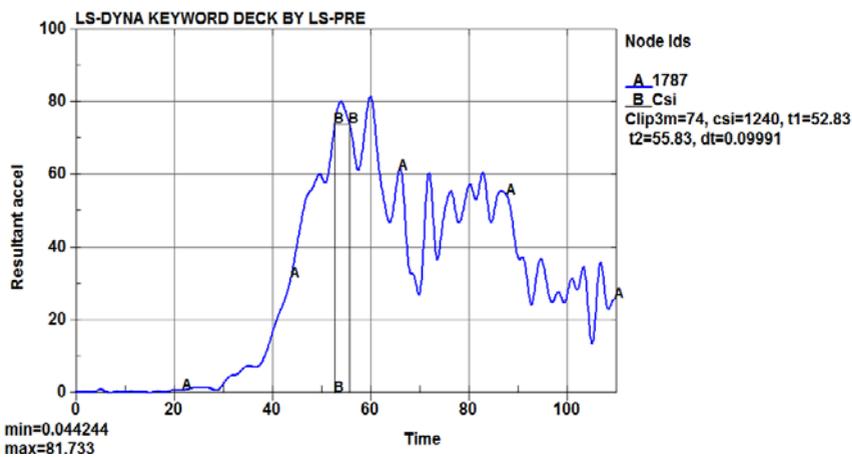


Figura 158 - Sled test sem ASI – CSI.

Sem ASI

CSI= 1240,0

### 6.6. Sled test com ASI - Curva LS-DYNA IF por rebaixo profundo

Conforme explicado na seção 5.2, diferentemente do ensaio de flambagem com um tubo, o qual foi utilizado impacto por colisão de placa rígida com velocidade prescrita, no *sled test* o carregamento dos tubos acontece com pulso de força muito mais suave.

Foi observado que, para vencer a carga crítica de flambagem, seria necessário uma geometria que facilitasse o início da flambagem, permitindo, ainda assim, o uso de uma espessura de tubo adequada para deformar o equivalente a pelo menos 80% do comprimento dos tubos.

Com o ASI utilizando tubos com rebaixo profundo, foi possível reduzir os níveis de aceleração resultante da cabeça e do peito do ocupante aos limites biomecânicos toleráveis pelo corpo humano.

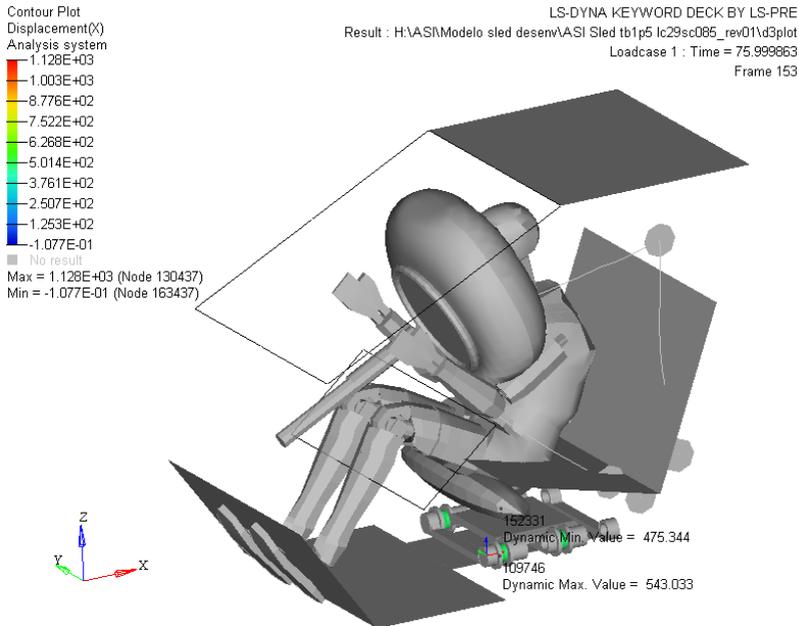


Figura 159 - Sled test com ASI – Curva LS-DYNA.

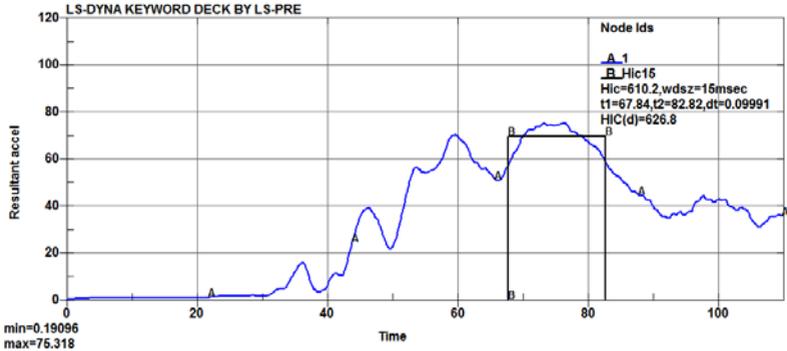


Figura 160 - *Sled test* com ASI – HIC<sub>15</sub>.

Com ASI

HIC<sub>15</sub> = 626.8

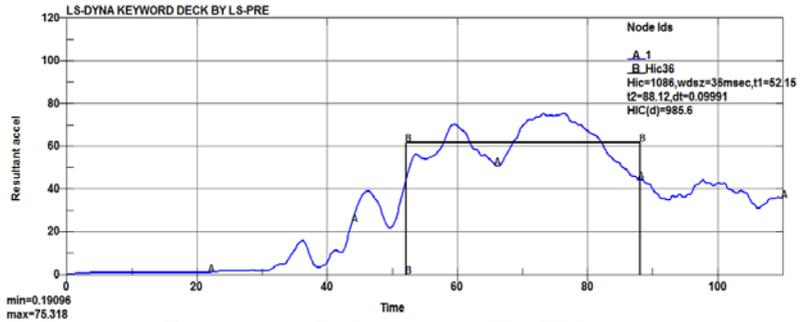


Figura 161 - *Sled test* com ASI – HIC<sub>36</sub>.

Com ASI

HIC<sub>36</sub> = 985,6

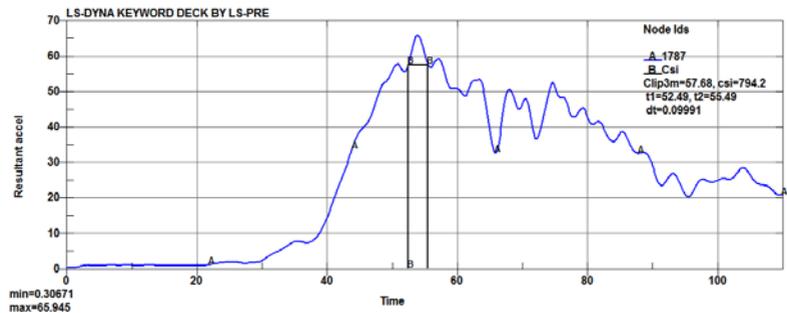


Figura 162 - *Sled test* com ASI - CSI.

Com ASI

CSI= 794,2

### 6.7. Sled test sem ASI - Curva Yaris

Os valores de aceleração atingidos pelo ocupante no *sled test* sem ASI acelerado utilizando a curva de carregamento do Toyota Yaris foram muito superiores aos limites desejados pela tolerância biomecânica.

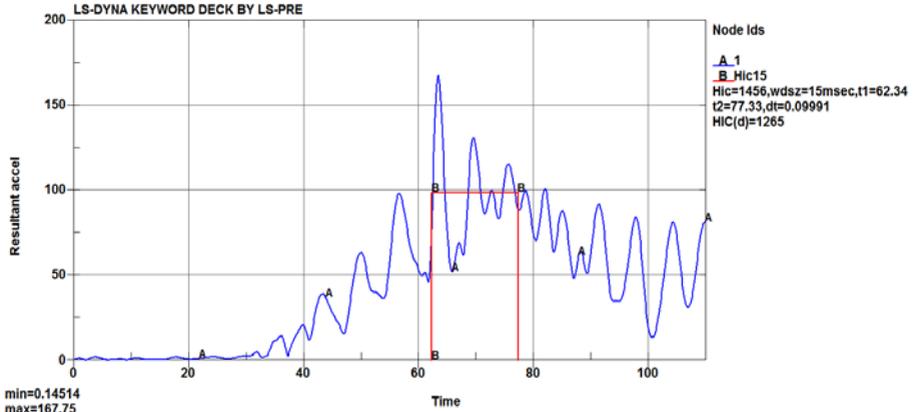


Figura 163 - *Sled test* sem ASI – HIC<sub>15</sub>.

Sem ASI  
HIC<sub>15</sub> = 1265

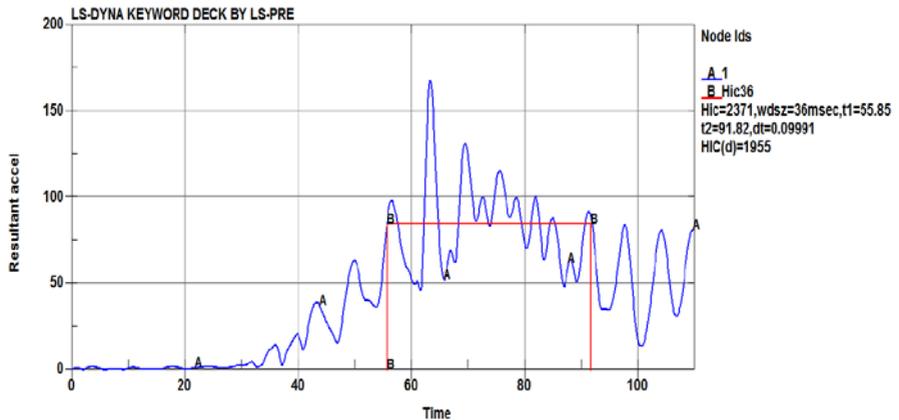


Figura 164 - *Sled test* sem ASI – HIC<sub>36</sub>.

Sem ASI  
HIC<sub>36</sub> = 1955

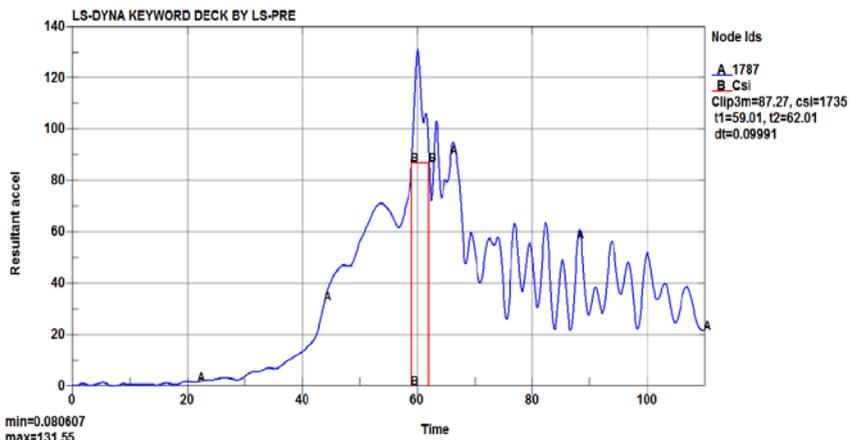


Figura 165 - Sled test sem ASI – CSI.

Sem ASI  
CSI= 1735

### 6.8. Sled test com ASI - Curva Yaris IF por rebaixo profundo

Com o acréscimo do ASI utilizando tubos com rebaixos de IF profundos, os valores de aceleração na cabeça e no peito do ocupante foram muito reduzidos, porém ainda ficando acima dos limites desejados. Foi atingido fim de curso do ASI, com esmagamento total dos tubos de alumínio, quando utilizando espessura de 1,5mm.

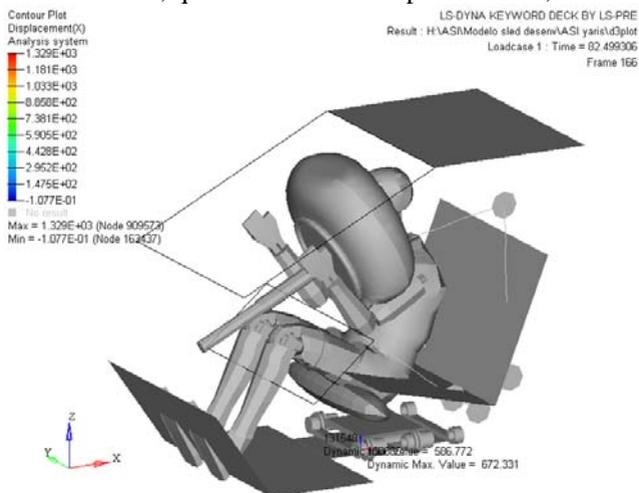


Figura 166 - Sled test com ASI – Curva Yaris.

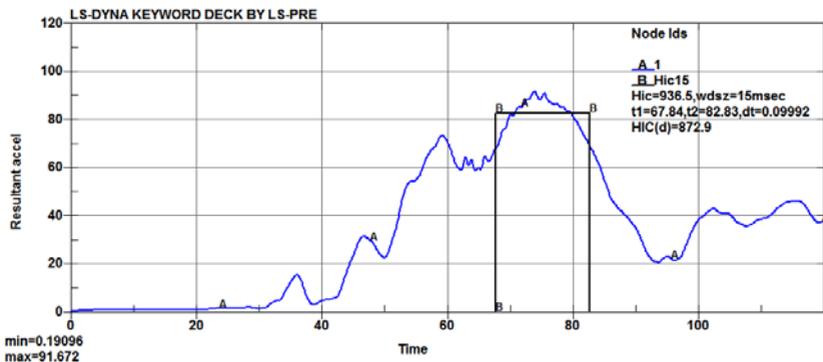


Figura 167 - Sled test com ASI – HIC<sub>15</sub>.

HIC<sub>15</sub> = 872,9

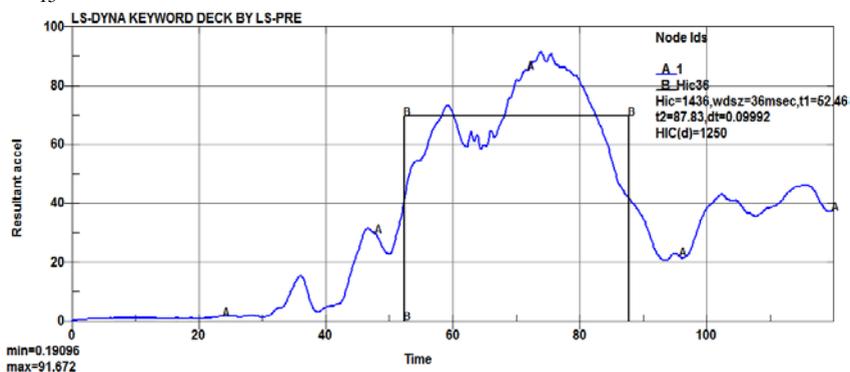


Figura 168 - Sled test com ASI – HIC<sub>36</sub>.

HIC<sub>36</sub> = 1250

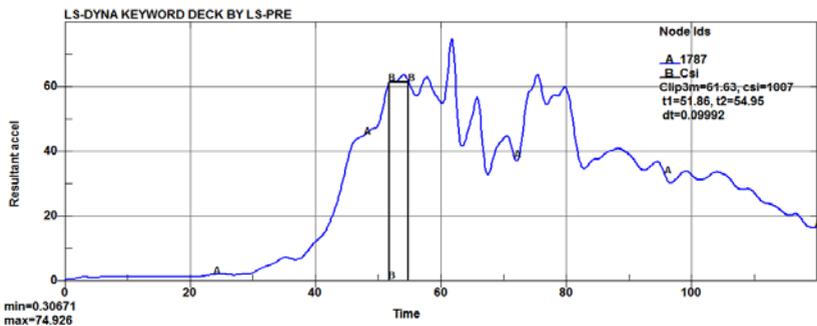


Figura 169 - Sled test com ASI – CSI.

CSI= 1007

## 6.9. Sled test com ASI - Curva Yaris sem IF

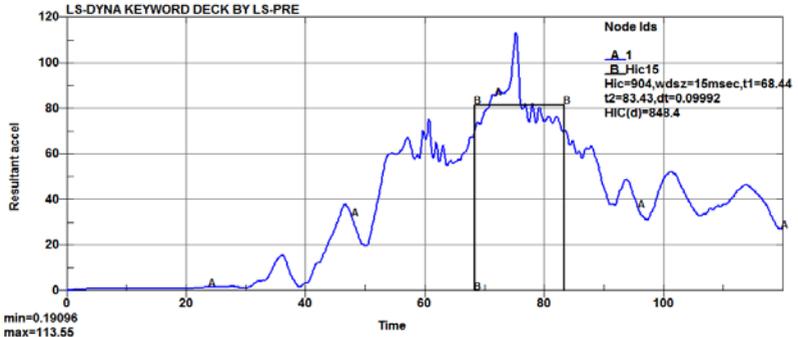


Figura 170 - Sled test com ASI – HIC<sub>15</sub>.

HIC<sub>15</sub> = 848,4

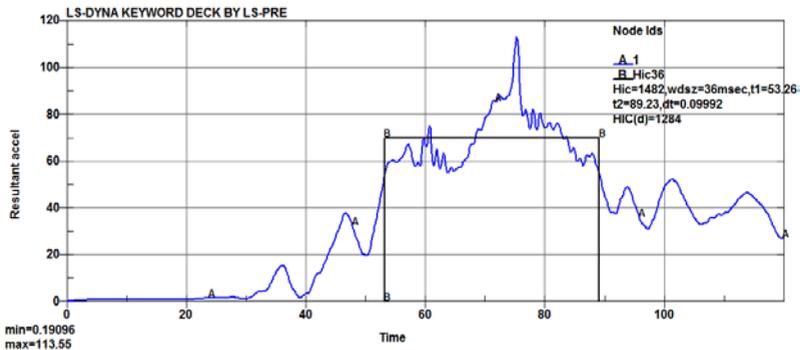


Figura 171 - Sled test com ASI – HIC<sub>36</sub>.

HIC<sub>36</sub> = 1284

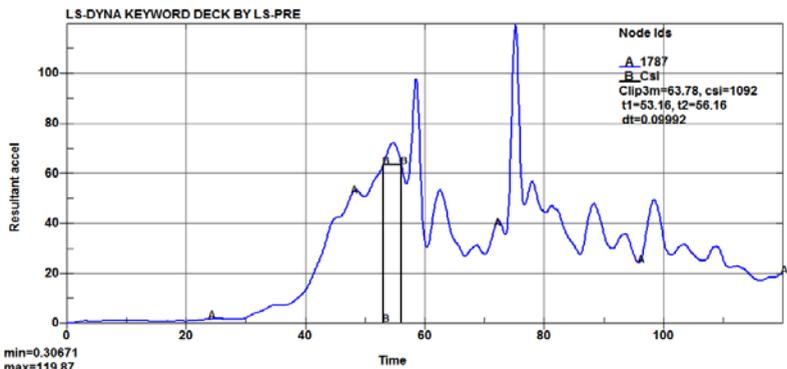


Figura 172 - Sled test com ASI – CSI.

CSI= 1092

**6.10. Sled test com ASI - Curva Yaris IF por rebaixo leve**

Os resultados do *sled test* com ASI por tubos de  $t=1,5\text{mm}$  com rebaixo suave apresentaram valores semelhantes aos dos tubos com rebaixo profundo. Porém, o resultado do CSI foi bastante elevado, pelo fato do rebaixo não ter sido suficiente para iniciar a flambagem, esta ocorrendo pelo contato brusco da pélvis do *dummy* com a elipsoide que simula o assento nos instantes entre 55 e 62ms.

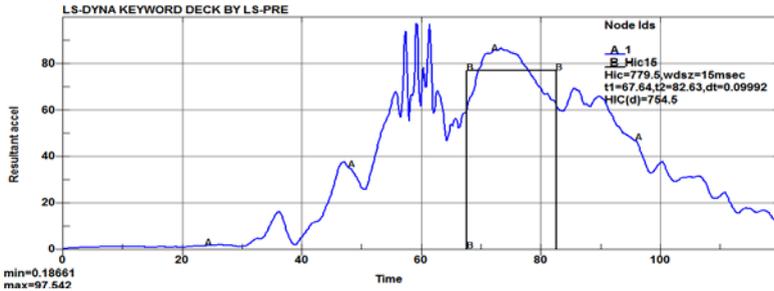


Figura 173 - Sled test com ASI – HIC<sub>15</sub>.

HIC<sub>15</sub> = 754,5

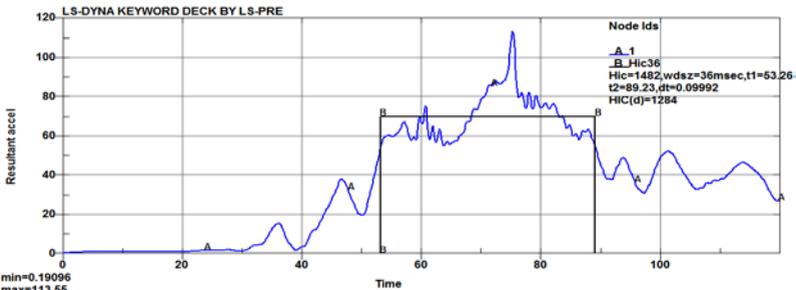


Figura 174 - Sled test com ASI – HIC<sub>36</sub>.

HIC<sub>36</sub> = 1284

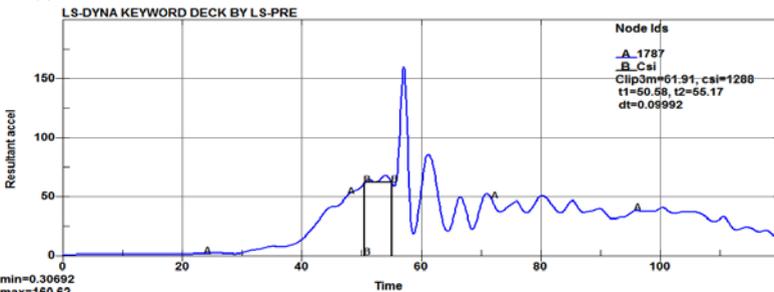


Figura 175 - Sled test com ASI – CSI.

CSI= 1288

### 6.11. Sled test com ASI - Curva Yaris IF por furos circulares

O Comportamento dinâmico geral do sled test com ASI por tubos de  $t=1,5\text{mm}$  com IF por furos circulares foi muito semelhante ao do teste com tubos com rebaixo suave, ocorrendo, também, o contato brusco da pélvis do ocupante com o assento.

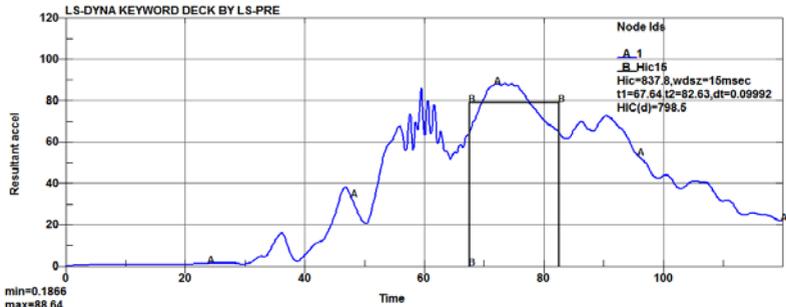


Figura 176 - Sled test com ASI – HIC<sub>15</sub>.

HIC<sub>15</sub> = 798,5

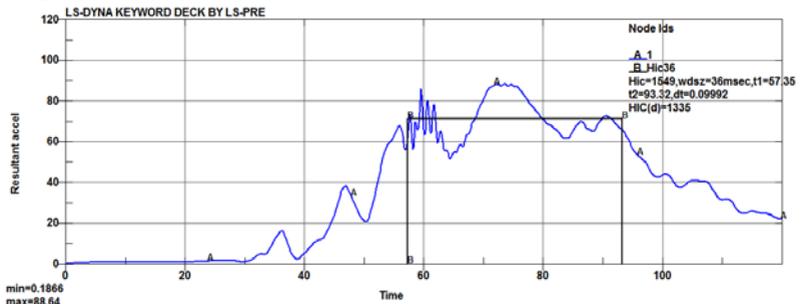


Figura 177 - Sled test com ASI – HIC<sub>36</sub>.

HIC<sub>36</sub> = 1335

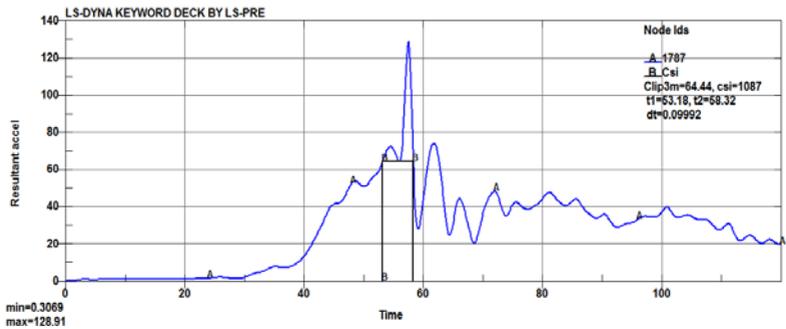


Figura 178 - Sled test com ASI – CSI.

CSI= 1087

**6.12. Sled test com ASI - Curva Yaris IF por furos quadrados**

Os resultados do *sled test* com ASI por tubos de  $t=1,5\text{mm}$  com IF por furos quadrados apresentaram os melhores valores de atenuação das acelerações resultantes da cabeça e do peito do *dummy*, considerando o carregamento pela curva do Toyota Yaris. O contato da pélvis do *dummy* com a elipsoide que simula o assento Foi suave, e apesar de se ter atingido o fim de curso do ASI, a absorção do impacto foi muito adequada. Os valores foram pouco superiores aos limites biomecânicos desejáveis. A desvantagem óbvia de se utilizar IF por furos quadrados, no entanto, recai na dificuldade de fabricação, superior à dos tubos com IF por furos circulares.

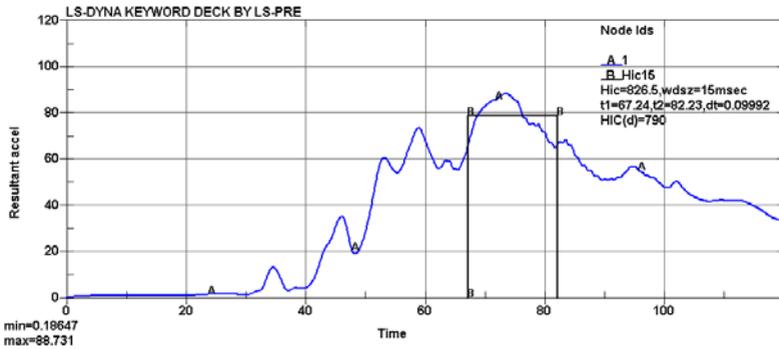


Figura 179 - *Sled test* com ASI. – HIC<sub>15</sub>.

HIC<sub>15</sub> = 790

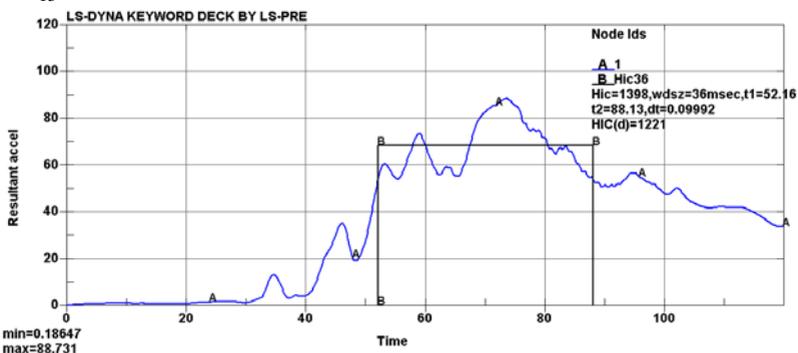


Figura 180 - *Sled test* com ASI – HIC<sub>36</sub>.

HIC<sub>36</sub> = 1221

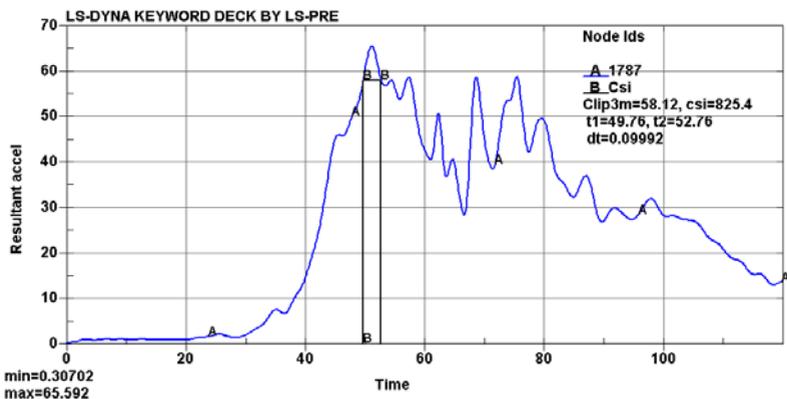


Figura 181 - Sled test com ASI – CSI.

CSI=825,4

### 6.13. Resumo da avaliação do ASI - Valores HIC e CSI

Abaixo (tabela 27), pode-se verificar todas as configurações de tubos do ASI avaliadas. Foram observadas reduções nas acelerações resultantes da cabeça e do peito do ocupante, entre aproximadamente 27% e 52%, em todos os casos.

Tabela 29 – Avaliação do ASI, redução percentual dos valores de HIC e CSI

| Curva de carregamento - LS-DYNA |       |              |        |              |        |              |
|---------------------------------|-------|--------------|--------|--------------|--------|--------------|
| Tipo de ASI                     | HIC15 | red%         | HIC36  | red %        | CSI    | red%         |
| Sem ASI                         | 866,6 | 0,00         | 1545,0 | 0,00         | 1240,0 | 0,00         |
| ASI Reb prof                    | 626,8 | <b>27,67</b> | 985,6  | <b>36,20</b> | 794,2  | <b>35,95</b> |

Tabela avaliação do ASI, redução percentual dos valores de HIC e CSI

| Curva de carregamento - Toyota Yaris |        |              |        |              |        |              |
|--------------------------------------|--------|--------------|--------|--------------|--------|--------------|
| Tipo de ASI                          | HIC15  | red%         | HIC36  | red%         | CSI    | red%         |
| Sem ASI                              | 1265,0 | 0,00         | 1955,0 | 0,00         | 1735,0 | 0,00         |
| ASI tubo liso                        | 848,4  | <b>32,93</b> | 1284,0 | <b>34,32</b> | 1092,0 | <b>37,06</b> |
| ASI Reb Prof                         | 872,9  | <b>30,99</b> | 1250,0 | <b>36,06</b> | 1007,0 | <b>41,95</b> |
| ASI Reb Leve                         | 754,5  | <b>40,35</b> | 1284,0 | <b>34,32</b> | 1288,0 | <b>25,76</b> |
| ASI IF furo circ                     | 798,5  | <b>36,87</b> | 1335,0 | <b>31,71</b> | 1087,0 | <b>37,34</b> |
| ASI IF furo quad                     | 790,0  | <b>37,54</b> | 1221,0 | <b>37,54</b> | 825,4  | <b>52,42</b> |



## 7. CONCLUSÕES E DISCUSSÕES

Em relação aos resultados dos componentes funcionais do ASI, obtidos neste trabalho, é destacado o seguinte:

Foi possível avaliar numericamente e experimentalmente os elementos funcionais do ASI, os tubos de flambagem. A correlação entre os resultados numéricos e experimentais mostrou um resultado razoável, distanciando em alguns aspectos. Os picos de flambagem se mostraram próximos em alguns casos, porém a filtragem do sinal experimental, por balancear a identificação das forças correspondentes às dobras com os valores de pico globais, acabou fazendo com que os resultados obtidos tivessem sua confiabilidade reduzida. Em relação à deformada, pode-se notar que o número de dobras identificadas do modelo numérico foi maior do que o experimental em alguns casos, bem como, em termos visuais, os raios das dobras serem menores nos modelos numéricos. Atribuem-se as discrepâncias principalmente ao modelo de elementos finitos utilizado, do tipo casca e à a interação do contato dos elementos.

A análise numérica dos iniciadores de flambagem permitiu avaliar a influência de diversas geometrias na redução do pico de flambagem inicial, além do comportamento da flambagem progressiva e seus modos de flambagem, apesar da opção por iniciadores por furos quadrados ser praticamente inviável em termos de fabricação.

Em relação ao desempenho do Absorvedor Suplementar de Impacto, considerando as ferramentas e estratégias de análise utilizadas nesta tese, destacam-se os seguintes pontos:

O ASI mostra-se adequado a uma faixa de utilização de diferentes tipos de veículos, desde pequenos, até os maiores, mostrando grande potencial para veículos muito pequenos mesmo que esse sistema não tenha sido avaliado para estes veículos em especial, pela metodologia deste trabalho, conforme o conceito de aplicação apresentado, pela falta de disponibilidade de curvas de carregamento específicas.

Em todas as configurações de tubos do ASI avaliadas, foram observadas reduções nas acelerações resultantes da cabeça e do peito do ocupante, entre aproximadamente 27% e 52%. Pode-se considerar, portanto, que o ASI atinge, de acordo com as simulações computacionais (considerando as simplificações assumidas e detalhadas ao longo do desenvolvimento do trabalho), um desempenho satisfatório

na redução da severidade de colisões frontais para ocupantes de um veículo extremamente pequeno e atua satisfatoriamente como parte das soluções de segurança do veículo estudado, considerando as observações a seguir:

Conforme observado nas simulações *sled tests*, o desempenho do ASI é bastante dependente da interação entre a pélvis do ocupante e o assento, devendo ser necessário um estudo mais aprofundado dessa interação, em termos de atrito, bem como de geometria do assento e densidade de espuma. É de grande importância avaliar os carregamentos de pélvis, fêmur e tibia do *dummy* especialmente de pélvis, por conta do fato da interação dessa parte com o assento interferir no funcionamento do ASI.

Não foram considerados os atritos dos tubos-guia com os tubos de alumínio e com as placas superior e inferior. A influência desses atritos deve ser investigada em termos de contribuição à absorção de energia e no comportamento de flambagem dos tubos. A previsão do modo de falha por flambagem progressiva tipo concertina deve ser melhor avaliada, visto que, garantindo a ocorrência deste modo, pode-se trabalhar com folgas menores entre os tubos de alumínio e os tubos-guia.

As curvas de carregamento do *sled test* foram tomadas de veículos com construção de carroceria tradicional, com motor e transmissão dianteiros, além de frente estreita, o que pode distanciar consideravelmente a resposta do ASI para o veículo considerado nesse trabalho, se for considerada uma curva com frente menos rígida e sem conjunto motriz.

Dessa forma, o uso de uma curva de carregamento mais próxima com a proposta final do conceito construtivo do veículo de aplicação proposto neste trabalho é recomendado. O efeito *pitching*, conforme explicado anteriormente, não foi considerado nas simulações do *sled test*, o que interfere especialmente nas acelerações verticais sofridas pelo ocupante.

Recomendações para continuidade do trabalho:

Como alternativas construtivas, pode-se considerar para o ASI, em termos de materiais, tubo de alumínio preenchido com espumas poliméricas ou metálicas e tubos de material composto. Em termos de geometria e mecanismo de colapso, pode-se considerar mecanismos de atrito, expansão, *tearing*, *splitting*, etc.

O ASI pode conter sistemas duplos e triplos de tubos, com resistências diferentes, para aumentar a faixa de atuação do mesmo,

atingindo principalmente velocidades maiores do que as estudadas neste trabalho. Conforme citado anteriormente, o atrito dos tubos guia deve ser investigado em todas as configurações do ASI.

O efeito de fim de curso do ASI deve ser mais explorado, visto que, para velocidades maiores, o esmagamento completo dos tubos causa uma aceleração resultante indesejada;

Uma avaliação mais detalhada e a validação do ASI necessita ser feita através de testes experimentais do sistema, construindo o absorvedor com dimensionamento semelhante ao conceito apresentado nesta tese, e testando em *sled test* para várias curvas de carregamento, além de testes com *dummies* de vários tamanhos, masculinos e femininos, para a avaliação da redução das acelerações resultantes nos membros dos mesmos.

A colisão traseira, que não foi abordada neste trabalho, em termos de projeto de absorvedores como o ASI, pode ser abordada analogamente à colisão frontal, bastando considerar curvas de carregamento e os cursos dos tubos adequados para esse evento.

É importante avaliar esse tipo de colisão, apesar de pouco provável, pelo fato da zona traseira de absorção de energia do veículo considerado consistir praticamente apenas nas estruturas da suspensão traseira. Para uma maior ampliação do nível de segurança do VPL, é muito importante investigar as consequências do impacto lateral, devido ao evento complexo pela tendência inerente de tombamento desse veículo muito estreito e relativamente alto.

O conceito deste dispositivo, em sua forma construtiva e funcional, pela pesquisa de anterioridade de patentes e de artigos, pode ser considerado inédito dentro de sua funcionalidade e construção e representa uma contribuição ao estado da arte em sistemas de absorção de energia de impacto em veículos UNV, sendo sua patente já requerida ao Departamento de Inovação Tecnológica – DIT-UFSC.

Conforme avaliado na revisão bibliográfica sobre *carsharing*, o conceito de tráfego proposto também se enquadra como uma inovação em termos de solução de transportes, especialmente no Brasil.

Espera-se que os resultados do estudo proposto, sirva, também, de modelo de solução com maior nível de segurança e mobilidade para outras cidades brasileiras, bem como do exterior, buscando-se otimizar o fluxo de tráfego e o transporte de pessoas em áreas urbanas utilizando veículos que ofereçam um nível de segurança mais adequada, podendo-se, ainda, realizar um estudo de fluxo de tráfego e do impacto que o veículo estudado teria, em modo *carsharing*, em Florianópolis.



## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABRAMOWICZ, W.; JONES, N. (1984). **Dynamic axial crushing of square tubes**. Int J Impact Engng;2(2), 179–208p;
- ABRAMOWICZ, W.; JONES, N. (1986). **Dynamic progressive buckling of circular and square tubes**. International Journal of Impact Engineering vol. 4, 243-270p;
- ABRAMOWICZ, W.; WIERZBICKI, T. (1989). **Axial crushing of multicorner sheet metal columns**. J Appl Mech;56(1),113–20p;
- ALEXANDER, J. M. (1960). **An approximate analysis of the collapse of cylindrical shells under axial loading**. Quart. J. Mech. Appl. Math., 13:10-15p;
- ALGHAMDI, AAA. (2000). **Protection of Saudi descent roads using metallic collapsible energy absorbers**. In: Final Report Submitted to KACST, Riyadh, Saudi Arabia, Grant Number, 98-2-74p;
- ALGHAMDI, A. A. (2001). **Collapsible impact energy absorbers: an overview**. Thin-Walled Structures, v. 39, n. 2, 189–213p;
- AL-HASSANI, STS.; JOHNSON, W.; LOWE, WT. (1972). **Characteristics of inversion tube under axial loading**. J Mech Engng Sci;14, 370–81p;
- ALJAWI, AAN.; ALGHAMDI, AAA. (2000). **Inversion of frusta as impact energy absorbers**. In: Hassan MF, Megahed SM, editors. Current advances in mechanical design and production VII. New York: Pergamon Press, 511–9p;
- ANDREWS, KRF.; ENGLAND, GL.; GHANI, E. (1983). **Classification of the axial collapse of cylindrical tubes under quasi-static loading**. Int J Mech Sci;25(9/10), 687–96p;
- APPEL, H. (1972). **Auslegung von Fahrzeugstrukturen im Hinblick auf Kollisionen zwischen kleinen und grossen Fahrzeugen Verkehrsunfall (11)**, 221p;
- ARNOLD B.; ALTENHOF, W. (2011). **Finite Element Modeling of Material Damage in Axially-Loaded Aluminum Tubes with Circular Hole Discontinuities**, 8th International LS-DYNA Users Conference, Straßburg;
- ATKINS, AG. (1987). **Scaling in combined plastic flow and fracture**. Int J Mech Sci;29, 115–21p;

AVALLEA, M.; BELINGARDIA, G.; SCATTINAA, A. (2012). **Numerical and experimental investigation of a lightweight bonnet for pedestrian safety**. International Journal of Crashworthiness, Volume 18, 29-39p;

BANTHIA, N.; MINDESS, S.; BENTUR, A.; PIGEON, M. (1989). **Impact testing of concrete using a drop-weight impact machine**. Exp Mech March, 63-9p;

BUGELLI, E.B. (2005). **Estudo do impacto axial em tubos para ensaios em segurança veicular**. Trabalho de conclusão de curso de engenharia mecânica. Escola Politécnica. Universidade de São Paulo;

CAR2GO GmbH. (2010). [www.car2go.com](http://www.car2go.com), acesso em 23/11/2010;

CAMAÑO, J. B. C.; TRILLO, F. R. (2010). **Análise da Mobilidade no Campus da UFSC: Situação Atual e Medidas de Curto Prazo**. Trabalho de Conclusão de Curso. UFSC, Florianópolis, Brasil, 84p;

CARNEY III JF.; VEILLETTE, JR. (1984). **Impact response and energy characteristics of stiffened metallic tubes**. In: Davies G, Morton J, editors. Structural impact and crashworthiness. New York: Elsevier, 564-75p.

CARNEY III JF.; POTHEN, S. (1988). **Energy dissipation in braced cylindrical shells**. Int J Mech Sci;30(3/4), 203-16p;

CHIRWA EC. (1993). Theoretical analysis of tapered thin-walled metal invertebucktube. Int J Mech Sci;35(3/4), 325-51p;

CLAVEL, R.; MARIOTTO, MURIEL; ENOCH, M. (2009). **Carsharing in France: Past, Present e Future**. Transportation Research Board Annual Meeting, 17p;

DAIMLER AG. (2008). **Daimler Starts Mobility Concept for the City: car2go – as Easy as Using a Mobile Phone**, <http://www.daimler.com>, acesso em 23/10/2008;

DE OLIVEIRA JG, WIERZBICKI T. (1982). **Crushing analysis of rotationally symmetric plastic shells**. J Strain Analysis; 17(4), 229-36p.

DEB, A.; GUPTA, N K.; BISWAS, U.; MAHENDRAKUMAR, M. S., (2010) **Designing for head impact safety using a combination of lumped parameter and finite element modeling**, International Journal of Crashworthiness, Volume 10, 249-257p;

- DENATRAN. (2010). **Anuário estatístico**, [www.denatran.gov.br/](http://www.denatran.gov.br/), acesso em 12/12/2010;
- DELANNOY P.; LEPRETRE, J. P. (2010). **How to obtain equivalent occupant protection levels in vehicle independently of vehicle mass and size?**, 1–10p;
- DERUNTZ JA, HODGE PG. (1963). **Crushing of a tube between rigid plates**. J Appl Mech, 30, 391–8p;
- EEVC WG. (1996). **The Validation of the EEVC Frontal Impact Test Procedure**. Proc 15th ESV Conference, Melbourne;
- EUROPEAN COMMISSION. (2008). **Choose ESC campaign**, [www.chooseesc.eu](http://www.chooseesc.eu), acesso em julho de 2012;
- EURONCAP. (2014). **Assessment Protocol – Adult Occupant Protection, European New Car Assessment Programme**, Version 5.2;
- EZRA A, FAY R.(1972). **An assessment of energy absorbing devices for prospective use in aircraft impact situation**. In: Herrmann G, Perrone N, editors. Dynamic response of structures. New York: Pergamon Press, 225–34p;
- FELLOWS, N.T.; PITFIELD, D.E. (2000). **An economic and operational evaluation of urban car-sharing**. Transportation Research Part D 5, 1-10p;
- FREI, P. *et al.* (1999). **Vehicle Structural Crashworthiness with respect to Compatibility in Collisions**;
- GRZEBIETA, RAPHAEL H.; GUILLOW, STEPHEN R.; LU. (2001). **Quasi-static axial compression of thin-walled circular aluminium tubes**. GUOXING. Pergamon;
- GOLDNER, LENISE G. (2009). **Engenharia de Tráfego, 3º Módulo, Análise de Capacidade de Vias com base no HCM 2000**. PPGEC, UFSC, Florianópolis, Brasil, 4-5p;
- GALLETLY GD, PEMSING K. (1985). **Interactive buckling tests on cylindrical shells subjected to axial compression and external pressure — a comparison of experiment, theory and various codes**. In: Proceedings of Institution of Mechanical Engineers, 199 (C4), 259–80p;
- GUPTA NK, PRASAD GL, GUPTA SK. (1999). **Axial compression of metallic spherical shells between rigid plates**. Thin-Walled Struct;34(1), 21–41p;

GUPTA NK, SINHA SK. (1990). **Transverse collapse of thin-walled square tubes in opposed loadings.** Thin- Walled Struct;10(3), 247–62p;

GUPTA NK, KHULLAR. (1995). **A. Collapse load of square and rectangular tubes subjected to transverse inplane loading.** Thin-Walled Struct;21(4), 345–58p;

GUPTA NK. (1998). **Some aspect of axial collapse of cylindrical thin-walled tubes.** Thin-Walled Struct;32(1-3), 111–26p;

HARRIGAN JJ, REID SR, REDDY TY.(1998). **Inertial effects on the crushing strength of wood loaded along the grain.** Exp Mech March, 193–8;

HARRIGAN JJ, REID SR, PENG C. (1999). **Inertia effects in impact energy absorbing materials and structures.** Int J Impact Engng;22(9), 955–79p;

HAWKEN, P.; LOVINS, A.; LOVINS, L. H. (2000). **Capitalismo Natural: criando a próxima revolução industrial.** Cultrix. São Paulo, Brasil, 358p;

HENN, H. (1998). **Crash Tests and the Head Injury Criterion.** v. 17, n. 4, 162–170p;

NHTSA, D. O. T. (2013). **Advanced Restraint Systems (ARS) Final Report.** n. July;

HOLLOWELL, W. (2012). **THE CRASHWORTHINESS OF MINICARS IN FRONTAL IMPACT TESTS.** Koji Mizuno. v. 040, 1–11p;

INSTRON. (2014). **CRASH SIMULATION SYSTEM CSA Advanced;**

HOLLOWELL, W. (1985). **Simulation Optimization of the Crashworthiness of a Passenger Vehicle in Frontal Collisions using Response Surface Methodology.** Society of Automotive Engineers 400 Commonwealth Drive Warrendale, PA 15096 USA;

JOHNSON W, SODEN PD, AL-HASSANI STS (1977). **Inextensional collapse of thin-walled tubes under axial compression.** J Strain Analysis;12, 317–30p;

JOHNSON W, REID SR, REDDY TY. (1977). **The compression of crossed layers of thin tubes.** Int J Mech Sci; 19, 423–37p;

JOHNSON W, REID SR.(1978). **Metallic energy dissipating systems.** Appl Mech Rev; 31(3), 277–88p;

JOHNSON W, WALTON AC. (1983). **An experimental investigation of the energy dissipation of a number of car bumpers under quasi-static lateral loads.** *Int J Impact Engng*;1(3):301–8p;

JOHNSON W, WALTON AC. (1983). **Protection of car occupants in frontal impact with heavy lorries: frontal structures.** *Int J Impact Engng*;1(2):111–23p;

JONES N. (1984). **Scaling of inelastic structures loaded dynamically.** In: Davies G, Morton J, editors. *Structural impact and crashworthiness*. New York: Elsevier,:45–74p;

JONES N. and ABRAMOWICZ W. (1985). **Static and dynamic axial crushing of circular and square tubes.** *Metal Forming and Impact Mechanics*, S.R.Reid, editor. Pergamon, New York, 225–247p;

JONES N. (1989 e 1997). **Structural impact**, Cambridge University Press;

KANAE Y, SASAKI T, SHIMAMURA S (1984). **Experimental and analytical studies on the drop-impact test with lead-shielded scale model radioactive shipping casks.** In: Davies G, Morton J, editors. *Structural impact and crashworthiness*. New York: Elsevier, 343–54p;

KARAGIOZOVA D.; ALVES, M. E JONES N. (2000). **Inertia effects in axisymmetrically deformed cylindrical shells under axial impact.** *Int. J. Impact Eng.*, 24(10), 1083-1115p;

KARAGIOZOVA D.; JONES N. (2000). **Dynamic elastic-plastic buckling of circular cylindrical shells under axial impact.** *Int. J. Solids Struct.* 37(14), 2005-2034p;

KARAGIOZOVA, D.; ALVES, M. (2004). **Transition from progressive buckling to global bending of circular shells under axial impact—Part I: Experimental and numerical observations** *International Journal of Solids and Structures* vol. 41 (5), 1565-1580p;

KARAGIOZOVA, D.; ALVES, M. (2004). **Transition from progressive buckling to global bending of circular shells under axial impact—Part II: Theoretical analysis.** *International Journal of Solids and Structures* vol. 41 (5), 1581-1604p;

KINKEAD AN. (1983). **Analysis for inversion load and energy absorption of a circular tube.** *J Strain Analysis*;18, 177–88p;

- LAMB, RICHARD H. (2006). **Complexidade em arquitetura e urbanismo: uma avaliação das ciclovias em Florianópolis, Brasil**. Dissertação de mestrado PPGEC, UFSC, Florianópolis, Brasil, 42-50p;
- LANGSETH, M. HOPPERSTAD, O.S. AND BERSTAD, T. (1999). **“Crashworthiness of Aluminium Extrusions: Validation of Numerical Simulation, Effect of Mass Ratio and Impact Velocity”**, International Journal of Impact Engineering, Vol. 22, 829-854p;
- LARICA, N. J. (2003). **Design de transporte: arte em função da mobilidade**. Rio de Janeiro: PUC-Rio, Rio de Janeiro, Brasil, 216p;
- LITMAN (1999). **Evaluating Carsharing Benefits**. Victoria Transport Policy Institute, Victoria, BC, Canada, 1-5p;
- LU G, ONG LS, WANG B, NG HW. (1994). **An experimental study on tearing energy in splitting square metal tubes**. Int J Mech Sci;36(12), 1087–97p;
- MAGHAMI, S.A., YOUSEFSANI, S.A., REZAEPAZHAND J, (2013). **Axial Crush of Metallic and Hybrid Energy Absorbing Thin-walled Tubes with Polygonal Cross-sections: Numerical Analysis**;
- MAMALIS W, JOHNSON W. (1983). **The quasi-static crumpling of thin-walled circular cylinders and frusta under axial compression**. Int J Mech Sci;25(9/10), 713–32p;
- MAMALIS AG, JOHNSON W, VIEGELAHN GL. (1984). **The crumpling of steel thin-walled tubes and frusta under axial compression at elevated strain-rate: some experimental results**. Int J Mech Sci;26(11/12), 537–47p;
- MAMALIS AG, MANOLAKOS DE, SAIGAL S, VIEGELAHN G, JOHNSON W. (1986). **Extensible plastic collapse of thin-wall frusta as energy absorbers**. Int J Mech Sci;28(4), 219–29p;
- MAMALIS AG, MANOLAKOS DE, VIEGELAHN GL, VAXEVANIDIS NM, JOHNSON W. (1986). **On the axial collapse of thin-walled PVC conical shells**. Int J Mech Sci;28(6), 323–35p;
- MAMALIS AG, MANOLAKOS DE, VIEGELAHN GL, JOHNSON W.(1988). **The modelling of the progressive extensible plastic collapse of thin-wall shells**. Int J Mech Sci;30(3/4), 249–61p;

- MAMALIS AG, MANOLAKOS DE, VIEGELHAN GL. (1989). **The axial crushing of thin PVC tubes and frusta of square cross-section.** Int J Impact Engng; 8(3), 241–64p;
- MAMALIS AG, MANOLAKOS DE, DEMOSTHENOUS GA, IOANNIDIS MB. (1996). **Analysis of failure mechanisms observed in axial collapse of thin-walled circular fibreglass composite tubes.** Thin-Walled Struct;24(4), 335–52p;
- MAMALIS AG, MANOLAKOS DE, DEMOSTHENOUS GA, IOANNIDIS MB. (1996). **Energy absorption capability of fibreglass composite square frusta subjected to static and dynamic axial collapse.** Thin-Walled Struct; 25(4), 269–95p;
- MAMALIS AG, MANOLAKOS DE, DEMOSTHENOUS GA, IOANNIDIS MB. (1997). **Analytical modelling of the static and dynamic axial collapse of thin-walled fibreglass composite conical shells.** Int J Impact Engng; 19(5/6), 477–92p;
- MAMALIS AG, MANOLAKOS DE, BALDOUKAS AK, VIEGELAHN G.(1991). **Energy dissipation and associated failure modes when axially loading polygonal thin-walled cylinders.** Thin-Walled Struct; 12(1), 17–34p;
- MCLAUGHLIN, K. (2008). **Where Can I Find Carsharing?** <http://www.carsharing.net/where.html>, acesso em 31/07/2008;
- MCGREGOR, I. J.; MEADOWS, D. J.; SCOTT, C. E.; SEEDS, A. D. (1993). **Impact performance of aluminium structures, In: Structural Crashworthiness and failure** (eds. N. Jones & T. Wierzbicki), Elsevier Applied Science, Barking, Essex, 385-421p;
- NAHAS MN. (1993). **Impact energy dissipation characteristics of thin-walled cylinders.** Thin-Walled Struct;15(2), 81–93p;
- PAWLUS, W.; NIELSEN, J. E.; HAMID REZA KARIMI, R.H.; ROBBERSMYR, K. G. (2010). **Mathematical Modeling and Analysis of a Vehicle Crash**, 4th European Computing;
- POSTLETHWAITE HE, MILLS B. (1970). **Use of collapsible structural elements as impact isolators, with special reference to automotive applications.** J Strain Analysis;5(1), 58–73p;
- PUGSLEY, A, MACAULAY, M. (1960). **The large-scale crumpling of thin cylindrical columns.** Q.J. of Mechanics and Applied Mathematics, 13:1-9p;

PULEO, G. (1973). **Small Vehicle Structural Design** Trans. SAE Vol. 82, SAE 730075;

RAIA JR, ARCHIMEDES A. (2006). **A Responsabilidade pelos Acidentes de Trânsito Segundo a Visão Zero**. Universidade Federal de São Carlos-UFSCar;

RAHMAN, MD. MIZANUR *et al.* (2003). **Effects of Rickshaws and Auto-rickshaws on the Capacity of Urban Signalized Intersections**. International Association of Traffic and Safety Sciences - IATSS RESEARCH, Vol.28 No.1. Tokyo, Japan, 26-33p;

RAHMAN, MD. MIZANUR. (2005). **Measuring Passenger Car Equivalents for Nonmotorized Vehicle (Rickshaws) at Mid-Block Sections**. Journal of the Eastern Asia Society for Transportation Studies, Vol. 6. Bangkok, Thailand, 119 – 126p;

REID JD.(1996). **Crashworthiness of automotive steel midrails: thickness and material sensitivity**. Thin-Walled Struct; 26(2), 83–103p;

REID JD, SICKING DL. (1998). **Design and simulation of a sequential kinking guardrail terminal**. Int J Impact Engng; 21(9), 761–72p;

REID SR. (1993). **Plastic deformation mechanisms in axially compressed metal tubes used as impact energy absorbers**. Int J Mech Sci; 35(12), 1035–52p;

REID SR, BELL WW. (1982). **Influence of strain hardening on the deformation of thin rings subjected to opposed concentrated loads**. Int J Solids Struct; 18, 643–58p;

REID SR, REDDY TY. (1983). **Experimental investigation of inertia effects in one-dimensional metal ring systems subjected to end impact — I. Fixed-ended systems**. Int J Impact Engng; 1(1), 85–106p;

REID SR, BELL WW, BARR RA. **Structural plastic shock model for one-dimensional ring systems**. Int J Impact Engng 1983;1(2), 175–91p;

REID SR, DREW SLK, CARNEY JE. (1983). **Energy absorbing capacities of braced metal tubes**. Int J Mech Sci;25(9/10), 649–67p;

REID SR, AUSTIN CD, SMITH R (1984). **Tubular rings as impact energy absorber**. In: Davies G, Morton J, editors. Structural impact and crashworthiness. New York: Elsevier, 555–63p;

- REID SR, BELL WW. (1984). **Response of one-dimensional metal ring systems to end impact**. Inst Phys Conf Oxford;70, 471–8p;
- REID, S.R. (1993). **Plastic deformation mechanisms in axially compressed metal tubes used as impact energy absorbers**. International Journal of Mechanical Sciences, 35(12), 1035- 1052p;
- REID SR, PENG C.(1997). **Dynamic uniaxial crushing of wood**. Int J Impact Engng;19(5/6), 531–70p.
- REDDY TY, REID SR (1979). **Lateral compression of tubes and tube-systems with side constraints** Int J Mech Sci;21, 187–99p;
- REDDY TY, REID SR.(1986) .**Axial splitting of circular metal tubes** Int J Mech Sci;28, 111–31p;
- REDDY TY, REID SR, CARNEY JF, VEILLETTE JR.(1987). **Crushing analysis of braced metal rings using the equivalent structure technique**. Int J Mech Sci;29(9), 655–68p;
- REDDY TY, WALL RJ. (1988). **Axial compression of foam-filled thin-walled circular tubes**. Int J Impact Engng;7, 151–60p;
- REDDY TY, REID SR, BARR R.(1991). **Experimental investigation of inertia effects one-dimensional metal ring systems subjected to end impact — II. Free-ended systems**. Int J Impact Engng;11(4), 463–80p;
- REDDY TY, AL-HASSANI STS. (1993). **Axial crushing of wood-filled square metal tubes**. Int J Mech Sci;35(3/4), 231–46p;
- SEYER, K A; NEWLAND, C A; TERRELL, M B. (2010). **Australian research to develop a vehicle compatibility test**. International Journal of Crashworthiness, Volume 8, 143-150p;
- SEIK, FOO TUAN. (2000). **Vehicle ownership restraints and car sharing in Singapore. National University of Singapore**. Singapore. Habitat International, 75-90p;
- SEYER, K A; NEWLAND, C A; TERRELL, M B. (2010). **Australian research to develop a vehicle compatibility test**. International Journal of Crashworthiness, Volume 8, 143-150p;

SHAHEEN, S. A., Schwartz A., Wipyewski K. (2004). **Policy Considerations for Carsharing and Station Cars Monitoring Growth, Trends, and Overall Impacts** - Transportation Research Record - Transportation Research Board, 1-5p;

SHRIVE NG, ANDREWS KRF, ENGLAND GL.(1984). **The impact energy dissipation of cylindrical systems**. In: Davies G, Morton J, editors. Structural impact and crashworthiness. New York: Elsevier, 544–54p;

SILVA, M. C. (2004). **Análise dos Sistemas Individuais de Transporte Urbano: Propondo um Conceito de Veículo Automotor para a Mobilidade de até Duas Pessoas**. CEFET-SC, Florianópolis, Brasil, 1-15p;

STRONGE WJ, YU TX, JOHNSON W. (1984). **Long stroke energy dissipation in splitting tubes**. Int J Mech Sci;25, 637–47p;

TABACU, S.; PANDREA, N. (2008). **Numerical (analytical-based) model for the study of vehicle frontal collision**. International Journal of Crashworthiness, Volume 13, 387-410p;

THOMAS SG, REID SR, JOHNSON W. (1976). **Large deformations of thin-walled circular tubes under transverse loading — I**. Int J Mech Sci;18(2), 325–37p;

WATSON AR, REID SR, JOHNSON W, THOMAS SG. (1976). **Large deformation of thin-walled circular tubes under transverse loading**. Int J Mech Sci;18(5), 387–96p;

WIERZBICKI T.(1983). **Crushing analysis of metal honeycombs**. Int J Impact Engng;1(2), 157–74p;

WU L, CARNEY III JF (1997). **Initial collapse of braced elliptical tubes under lateral compression**. Int J Mech Sci;39(9), 1023–36p;

WU E, JIANG W-S. (1997). **Axial crush of metallic honeycombs**. Int J Impact Engng;19(5/6), 439–56p;

WU L, CARNEY III JF. (1998). **Experimental analysis of collapse behaviors of braced elliptical tubes under lateral compression**. Int J Mech Sci;40(8), 761–77p;

WU, W; THOMSON, R. (2010). **Compatibility between passenger vehicles and road barriers during oblique collisions**. International Journal of Crashworthiness, Volume 9, 245-253p;

UDDIN, W.; HACKETT, R.M. (2010). **Three-dimensional finite element modelling of vehicle crashes against roadside safety barriers.** International Journal of Crashworthiness, Volume 4, 407-418p;

VALENTI. M (1999). **Double wrapped.** Mech Engng Mag January, 52–56p;

YI YANG TAY, CHEE SERN LIM & HAMID M. LANKARANI, (2014). **A finite element analysis of high-energy absorption cellular materials in enhancing passive safety of road vehicles in side-impact accidents.** International Journal of Crashworthiness, Volume 19, Issue 3, 288-300p;

ZHAO H, GARY G. (1998). **Crushing behaviour of aluminum honeycombs under impact loading.** Int J Impact Engng;21(10), 827–36p;

ZHENG. (2009). **Carsharing in a University Community: Assessing Potential Demand and Distinct Market Characteristics.** TRB2009 Annual Meeting CD-ROM, 1-3.



## APÊNDICE A

### Níveis de serviço - Índice de fluidez do tráfego.

O Nível de Serviço - *Level Of Service* ou LOS é definido em termos de dois parâmetros: velocidade de operação e volume de capacidade. Conforme (Goldner, 2009), com base no HCM 2000, o LOS é definido como a medida qualitativa da influência de vários fatores nas condições de funcionamento de uma via, sujeita a diversos volumes de tráfego. São elas: velocidade, tempo de percurso, interrupção do tráfego, liberdade de manobras, etc. De forma quantitativa é medido pela relação volume/capacidade ( $v/c$ ), variando de 0 a 1. Os níveis de serviço são 6: A, B, C, D, E e F. A capacidade de uma via corresponde ao nível “E” ou  $v/c = 1$ .

- **Nível de serviço A:**

Corresponde a uma situação de alta fluidez do tráfego, com baixo fluxo de tráfego e velocidades altas, somente limitadas pelas condições físicas da via. Os condutores não necessitam manter determinada velocidade por causa de outros veículos;

- **Nível de serviço B:**

Corresponde a uma situação estável, quer dizer, que não se produzem mudanças bruscas na velocidade, ainda que esta começa a ser condicionada por outros veículos, mas os condutores podem manter velocidades de serviço razoável e em geral escolhem a faixa de tráfego por onde circulam. Os limites inferiores de velocidade e fluxo que definem este nível são análogos aos normalmente utilizados para o dimensionamento de vias rurais. (relação  $0,35 < v/c \leq 0,50$ );

- **Nível de serviço C:**

Corresponde a uma circulação estável, mas a velocidade e a manobrabilidade estão consideravelmente condicionadas pelo resto do tráfego. Os adiantamentos e a troca de faixa são mais difíceis, mas as condições de circulação são toleráveis. Os limites inferiores de velocidade e fluxo são análogos aos normalmente utilizados para o dimensionamento de vias urbanas (relação  $0,75 / v/c > 0,50$ );

- **Nível de serviço D:**

Corresponde a uma situação que começa a ser instável, quer dizer, em que se produzem trocas bruscas e imprevistas na velocidade e a manobrabilidade dos condutores está muito restringida pelo resto do tráfego. Nesta situação aumentos pequenos no fluxo obrigam a trocas importantes na velocidade. Ainda que a

situação não seja cômoda, pode ser tolerada durante períodos não muito longos. A relação  $v/c$  é maior que 0,75 e menor que 0,90;

- **Nível de serviço E:**

Supõe que o tráfego é próximo a capacidade da via e as velocidades são baixas. As paradas são frequentes, sendo instáveis e forçadas as condições de circulação. (relação  $1,0 / v/c > 0,90$ );

- **Nível de serviço F:**

O nível F corresponde a uma circulação muito forçada, com velocidades baixas e filas frequentes que obrigam a detenções que podem ser prolongadas. O extremo do nível F é um absoluto congestionamento da via (que se alcança nas horas de pico em muitas vias centrais nas grandes cidades).

## APÊNDICE B

### Método usual de estimativa do PCE.

Conforme (Rahman, 2005), o termo fator de equivalência de carros de passeio (*Passenger Car Equivalent* - PCE) foi apresentado no *Highway Capacity Manual* (HCM) de 1965 juntamente com outra definição importante, o *Level Of Service* - LOS. Desde então, considerável esforço de pesquisa tem sido direcionado para a estimativa do valor do PCE, pelo fato de que ainda hoje não existe uma base teórica comum para estimativa do PCE para várias situações e configurações de tráfego.

O valor sugerido PCE atualmente é baseado no efeito de dimensões e desempenho sob condições de estado estacionário do fluxo de tráfego. O valor PCE é usado para converter um fluxo de tráfego, composto de uma composição de vários tipos de veículos em um fluxo de tráfego equivalente, em um fluxo composto exclusivamente por veículos de passageiros ou veículos básicos ou padrões. A disponibilidade de tais valores permite a especificação de capacidade em função do PCE e fornece uma base para o desenvolvimento de procedimentos para expressar qualquer composição do fluxo de tráfego em termos do PCE.

Dois princípios fundamentais devem ser aplicados para a estimativa dos valores de PCE para todos os tipos de vias identificadas em processos de análise de capacidade. O primeiro princípio considera o conceito de equivalência de automóveis de passageiros relacionado com o conceito de Nível de Serviço (LOS). O segundo princípio destaca a consideração de todos os fatores que contribuem para o efeito global do veículo estudado sobre o desempenho do tráfego. Diversas abordagens têm sido utilizadas para estimar valores de PCE. As abordagens mais comumente aplicadas são as seguintes:

- A abordagem por taxa volume/capacidade constante;
- A abordagem da densidade igual;
- A abordagem por *headway*<sup>1</sup>.

*Nota*<sup>1</sup>: *Headway temporal*: espaço de tempo entre a passagem sucessiva de 2 veículos. *Headway espacial*: distância entre as respectivas partes dianteiras de 2 veículos consecutivos ou espaçamento

Segundo (Rahman, 2005), os sistemas de tráfego rodoviário, os padrões de viagens e outras características de tráfego são diferentes para cada país devido às diferenças em padrões geométricos de um país, as facilidades de transporte disponível para os passageiros, a taxa de desenvolvimento no setor dos transportes e assim por diante.

Consequentemente, muitas das relações padrão e os fatores utilizados em uma região podem não ser adequados em outras. Portanto, um problema surge para determinar os parâmetros de engenharia de tráfego diferentes que sejam apropriados às características do sistema de transportes urbanos.

O fator de equivalência de carros de passeio atualmente usado em Bangladesh é baseado nos valores indicados no Desenho Geométrico de Estradas de Rodagem, que é uma modificação dos valores apresentados por Webster (1958) em estudo realizado no Reino Unido nos anos 1950. Mas hoje em dia, a situação é muito diferente, tanto para usuários de tráfego rodoviário e as características mudaram desde aquele tempo.

Assim, neste trabalho um estudo empírico foi realizado para determinar o PCE de diferentes tipos de veículo que refletem as condições reais do tráfego Metropolitano da cidade de Dhaka. Ainda segundo (Rahman, 2003), verificou-se que os valores de PCE estimados são menores do que aqueles que estão sendo usados em Bangladesh. Nesta região, são utilizados com muita frequência os chamados *rickshaws* (veículos semelhantes a uma bicicleta com 3 rodas atrás, para transporte de pessoas com tração não motorizada) e ao *auto-rickshaws*, que por sua vez possuem carroceria e são motorizados.

No trabalho de Rahman os dados de campo foram coletados a partir das interseções sinalizadas localizadas na área metropolitana de Dhaka, em Bangladesh. Quatro cruzamentos sinalizados foram selecionados para o estudo. Os seguintes critérios foram utilizados na seleção dos locais de estudo: proporção mínima de veículos manobrando na interseção, não foram consideradas contagens com veículos estacionados, terreno em nível, pavimento da via em boas condições, grande volume de tráfego e não foram consideradas perturbações de paradas de ônibus.

Dois tipos de dados foram coletados para as interseções 1 e 2: número total de carros de passeio e *rickshaws* em uma fila de comprimento específico, e o tempo requerido para a descarga ou esvaziamento desses veículos na fila. O número total de veículos dentro do comprimento de fila considerado foi medido durante o tempo de

vermelho (parada do semáforo). O tempo requerido para a descarga dos veículos na fila foi medido com um cronômetro.

Para as interseções 3 e 4, o número total de carros de passeio e *auto-rickshaws* foram contados enquanto a fila era desfeita no tempo de verde. Os dados foram coletados para dois períodos de verde, em intervalos de 20 e 25 segundos por causa do fato de que durante a fase de coleta foi observado que o tempo médio de descarga para desfazer toda a fila foi de aproximadamente 23 segundos. Para as interseções 1 e 2 os dados foram coletados para comprimentos de fila de 50 m e 40 m respectivamente pelo fato de que o comprimento médio da fila de veículos nesses casos ter sido de 46 m. Todos os dados foram coletados no período de pico de tráfego no turno da manhã.

No total, mais de 16 horas de dados foram coletados nesse estudo. Para determinar o fluxo básico, foram feitas contagens na fila que continha somente carros de passageiros. Para evitar o impacto de outros tipos de veículos no fator de veículos de passageiros equivalente, os dados foram coletados somente em filas que continham veículos de passeio e *rickshaws* ou veículos de passeio e *auto rickshaws*.

Foi verificado que para uma proporção menor de *rickshaws* em relação a veículos de passeio, a taxa de descarga da fila é maior, devido à maior velocidade dos veículos de passeio. Já para uma proporção de *rickshaws* maior, a taxa de descarga da fila foi menor, naturalmente pela menor capacidade de aceleração dos veículos não motorizados.

Para o fluxo na interseção semaforizada com *auto-rickshaws* e veículos de passeio, foi verificado que a taxa de descarga da fila aumenta proporcionalmente com o aumento da quantidade de *auto-rickshaws* em relação aos veículos de passeio.

Possivelmente isso ocorre devido ao fato dos *auto-rickshaws* serem menores do que os veículos de passeio e, conseqüentemente, com *headway* espacial menor resulta no incremento da taxa de descarga da fila.

No estudo de Rahman, no caso do comprimento fixo de *rickshaws* e *auto-rickshaws* um tempo fixo de verde foi considerado como uma medida de impedância para relacionar os dois fluxos de tráfego. A relação fluxo-impedância é explicitada a seguir (figura 182), na qual a curva básica representa o fluxo somente de veículos de passeio e a curva mista que representa o fluxo com a proporção de *rickshaws* e *auto-rickshaws* ( $p$ ) e de veículos de passeio ( $1-p$ ).

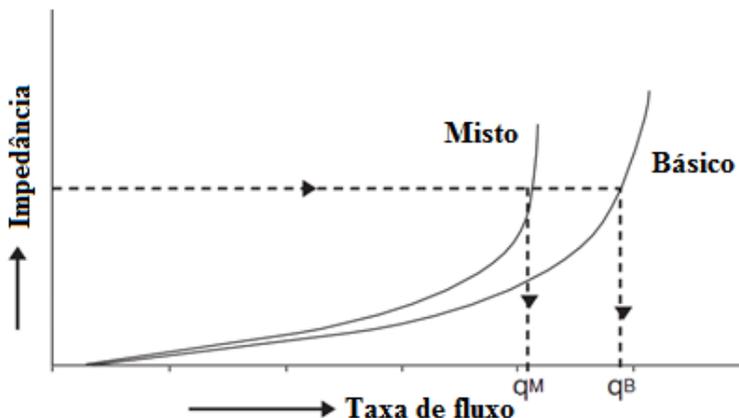


Figura 182 – Relação taxa de fluxo-impedância.

Conforme mostrado na figura anterior, como a taxa de fluxo  $q$  cresce, a impedância cresce; o aumento da impedância é a uma taxa maior para o fluxo misto. Para qualquer impedância dada é possível calcular a correspondente taxa  $q_B$  e  $q_M$ . Essas taxas de fluxo com um só tipo de veículo ou com fluxo misto irá produzir idênticas medidas de nível de serviço e pode ser equacionado de forma que

$$q_B = (1 - p)q_M + p q_M \quad (PCE) \quad \text{Eq.B1}$$

Resolvendo para o PCE, obtém-se o seguinte:

$$PCE = (1/p) \left[ (q_B/q_M) - 1 \right] + 1 \quad \text{Eq.B2}$$

Onde:

$PCE$  = Fator de equivalência de *rickshaws* e *auto-rickshaws*;

$P$  = Proporção de *rickshaws* ou *auto-rickshaws* em um fluxo misto de tráfego;

$q_B$ ,  $q_M$  = Taxa de fluxo para tráfegos básico e misto, respectivamente.

O método de estimativa do PCE de *auto-rickshaws* proposto indica que, se um primeiro fluxo básico para um tempo de verde fixo é determinado, então um fluxo misto para várias proporções de *auto-rickshaws* é determinada para o mesmo tempo de verde considerado. Os

dados  $p$ ,  $q_B$  e  $q_M$  coletados, são estimados para várias proporções de *auto-rickshaws*. A taxa de fluxo base  $q_B$  e a taxa de fluxo mista  $q_M$  foram estimadas pela seleção dos tipos de veículos passando durante a observação no tempo de verde.

Na primeira fase da análise de dados, os valores de PCE foram estimados para várias proporções de *auto-rickshaws* utilizando a equação 1 para 2 tempos de verde diferentes.

Após a análise dos padrões de dados apresentados, Rahman realizou utilizou um modelo de regressão linear para apresentar as relações entre os PCE de *auto-rickshaws* ( $PCE_{AR}$ ) e a proporção de *auto-rickshaws* (PAR). Um modelo de regressão linear foi aplicado, mostrando uma relação linear entre os valores de PCE e a proporção e *auto-rickshaws*. O formato geral do modelo linear é dado pela equação 2:

$$PCE_{AR} = a + b \times PAR \quad \text{Eq.B3}$$

Na segunda fase da análise, foi feito um teste de análise de variância (ANOVA) para determinar o efeito de períodos de tempo de verde fixos nos valores de PCE, pelo fato dos dados terem sido coletados para diferentes períodos de tempo de verde dos semáforos.

Com base nos resultados dos modelos de regressão, Rahman obteve as seguintes curvas para PCE sugeridos em função da proporção de *rickshaws* e *auto-rickshaws*.

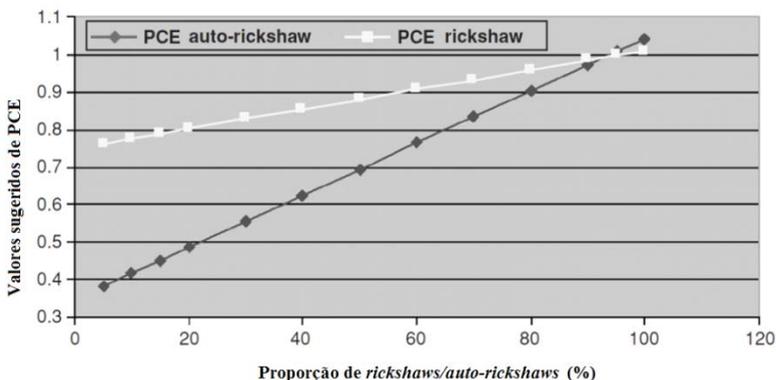


Figura 183 – PCE em função de *rickshaws* e *auto-rickshaws*.

A figura 183, representa o valor de PCE computado do modelo de predição para várias proporções de *rickshaws* e *auto-rickshaws*. Os valores de PCE variam, para *rickshaws* de 0,75 a 1 e, para *auto-rickshaws*, de 0,35 a 1 dependendo da proporção de veículos no fluxo misto de tráfego.

### **Estimativa escolhida para o veículo estudado**

Para o *auto-rickshaw* Bajaj RE 2S CNG, modelo popular do maior fabricante indiano de *auto-rickshaws*, tem-se as seguintes características:

Especificações:

Motor:

- Número de cilindros: um;
- Cilindrada: 145,45cc;
- Potência máxima, kW: 4.9 kW a 5000 rpm;
- Torque máximo, Nm: 10.8 N.m a 3500 rpm;

Transmissão:

- 4 marchas + ré;

Chassi:

- Tipo monocoque, três pessoas, um motorista e dois passageiros (um ao lado do outro) atrás do motorista;

Dimensões:

- Comprimento total, 2,62 m;
- Largura total: 1,30 m;
- Altura total, 1,71 m;
- Distancia entre eixos: 2,00 m;
- Distância mínima do solo: 0,20 m;

Peso e capacidade de carga:

- Peso máximo, 665 kg;
- Capacidade de carga máxima: 335 kg;

Conforme o método apresentado e os dados dos veículos pôde-se analisar que, como o veículo triciclo estudado tem dimensões e desempenho razoavelmente compatíveis aos dos *auto-rickshaws* vendidos atualmente em Dhaka e em muitas cidades do sul asiático, poderão ser assumidos valores de PCE, segundo o modelo de Rahman, para os veículos tipo triciclo misturados no fluxo de tráfego, de acordo com a variação da proporção dos mesmos no fluxo misto a ser estudado em Florianópolis.

## APÊNDICE C

### Pesquisa de anterioridade de patentes do ASI.

Durante o desenvolvimento da tese, foi feito um levantamento de anterioridade de projetos de sistemas de absorção de energia nos bancos de ocupantes de veículos nas principais bases de patentes mundiais e nacionais com o apoio do Departamento de Inovação Tecnológica da UFSC – DIT/UFSC.

Até o presente momento da pesquisa, o ASI é considerado inédito dentro de sua funcionalidade. Foi encaminhado junto ao DIT/UFSC, o requerimento da patente do referido sistema, a qual se encontrava pendente até a data de publicação desta tese.

Tabela 30 – Pesquisa de anterioridade de patentes e artigos.

| <b>Título do artigo</b>  | <b>Autores</b>  |
|--|---|
| ANALYTICAL EVALUATION OF AN ADVANCED INTEGRATED SAFETY SEAT DESIGN IN FRONTAL, REAR, SIDE, AND ROLLOVER CRASHES  | Mostafa Rashidy,<br>Balachandra Deshpande,<br>Gunasekar T.J., Russel<br>Morris - EASi<br>Engineering<br>Robert A. Munson, Jeffrey<br>A. Lindberg - Johnson<br>Controls, Inc;<br>Lori Summers - National<br>Highway Traffic Safety<br>Administration United<br>States of America |
| THE USE OF A VEHICLE ACCELERATION EXPOSURE LIMIT MODEL AND A FINITE ELEMENT CRASH TEST <i>DUMMY</i> MODEL TO EVALUATE THE RISK OF INJURIES DURING ORION CREW MODULE LANDINGS | Charles Lawrence, Edwin<br>L. Fasanella – NASA;<br>Ala Tabiei<br>Multi-Physics Simulation<br>Engineering;<br>James W. Brinkley<br>R&D Consultant;<br>David M. Shemwell<br>Systems Planning and<br>Analysis, Inc.  |

| <b>Título documento de patente</b>  | <b>Nº do documento de patente</b> |
|---|-----------------------------------|
| AUTOMOBILE CRASH ABSORBING CONSTRUCTION   | US 2959446                        |
| SAFETY SHOCK ABSORBER SYSTEMS   | US 3268256                        |
| IMPACT ENERGY ABSORBING SYSTEM FOR A ROW OF VEHICLE SEATS   | US 3917339                        |
| COMPOSITE FIBROUS TUBE ENERGY ABSORBER  | US 4336868                        |
| METHOD TO SAFELY RESTRAIN OCCUPANTS IN A CRASHING VEHICLE AND A SEAT CONSTRUCTED TO PERFORM SAID METHOD                 | US 6027167                        |
| PASSENGER PROTECTING DEVICE   | JP 2000062556                     |
| VEHICLE OCCUPANT PROTECTION SYSTEM  | US 6186574 B1                     |
| VEHICLE SAFETY SYSTEM   | US 6189946 B1                     |
| VEHICLE SEAT FOR ABSORBING IMPACT   | US 6257663 B1                     |
| VEHICLE AND METHOD FOR REDUCING THE IMPACT ON A VEHICLE OCCUPANT DURING COLLISION                                       | EP 1369297 A2                     |
| SEAT ENERGY ABSORBER  | US 2004/0183344 A1                |
| COLLAPSIBLE VEHICLE SAFETY SEAT   | US 6851747 B2                     |
| HYBRID COMPOSITE-METAL ENERGY ABSORBING SEAT  | US 7083230 B2                     |
| DEVICE FOR ENERGY ABSORPTION UPON IMPACT FOR AUTOMOTIVE VEHICLE SEAT, SEAT AND AUTOMOTIVE VEHICLE COMPRISING THE DEVICE | US 2010/0176621 A1                |
| IMPACT-ABSORBING COMPOSITE STRUCTURE  | US 7846540 B2                     |
| MECHATRONIC VEHICLE SAFETY SEAT   | US 8297698 B2                     |
| ENERGY ABSORBING SEAT MECHANISM   | WO 2013090744 A1                  |
| COLLISION LOAD ALLEVIATION MECHANISM  | JP 2013166405                     |
| MINE-SAFE SEAT DEVICE   | WO 2013153201                     |

Conforme se pôde verificar pela busca de anterioridade do invento proposto, até o presente momento não foi inventado um dispositivo com as características de função e fabricação idênticas ao ASI, com funcionamento por mecanismo passivo de flambagem de tubos metálicos de parede fina, com aplicação em velocidades altas e em veículos tipo UNV - muito pequenos e leves, com utilização obrigatória dos cintos de segurança e com auxílio suplementar de *airbags* e pré-tensionadores dos cintos de segurança.

Os artigos científicos tomados como referência na área de absorção de impacto em assentos de veículos são descritos abaixo:

ANALYTICAL EVALUATION OF AN ADVANCED INTEGRATED SAFETY SEAT DESIGN IN FRONTAL, REAR, SIDE, AND ROLLOVER CRASHES, Mostafa Rashidy *et al* apresenta um estudo baseado em simulações computacionais do desempenho, em vários tipos de colisões, de um novo assento automotivo com cinto de segurança incorporado, avaliando as vantagens em termos de proteção aos ocupantes em relação aos limites biomecânicos estabelecidos para cada tipo de colisão.

THE USE OF A VEHICLE ACCELERATION EXPOSURE LIMIT MODEL AND A FINITE ELEMENT CRASH TEST *DUMMY* MODEL TO EVALUATE THE RISK OF INJURIES DURING ORION CREW MODULE LANDINGS, Charles Lawrence *et al* faz uma revisão sobre limites biomecânicos de ocupantes de capsulas espaciais sob grande aceleração vertical e, através de simulações computacionais, e é feita uma avaliação da variação de diversos parâmetros e configurações de assentos, cintos de segurança e dispositivos de absorção de impacto na redução do risco de ferimentos aos ocupantes deste tipo de veículo.

As patentes encontradas com dispositivos absorvedores de energia de impacto para ocupantes de veículos, com construção e instalação nos assentos ou abaixo dos mesmos, são as seguintes:

US 2 959 446 1960 - AUTOMOBILE CRASH ABSORBING CONSTRUCTION dos EUA trata de um sistema de amortecimento para os ocupantes utilizando o princípio de deslocamento longitudinal dos assentos durante uma colisão frontal ou traseira. Porém, esse conceito se aplica somente a baixas velocidades, e não prevê o uso de cintos de segurança para os ocupantes.

US 3 268 256 1966 - SAFETY SHOCK ABSORBER SYSTEMS dos EUA apresenta um sistema de absorção de impacto interligado ao para-choque do veículo, e que se estende longitudinalmente até a parte posterior do mesmo, e os assentos são fixados nesse sistema. Assim como o sistema apresentado na patente acima, não prevê o uso de cintos de segurança para os ocupantes.

US 3 917 339 1975 - IMPACT ENERGY ABSORBING SYSTEM FOR A ROW OF VEHICLE SEATS dos EUA acrescenta o uso de cintos de segurança, porém estes últimos são do tipo subabdominais, além da construção do sistema de amortecimento ser complexa e de grandes dimensões.

US 4 336 868 1982 - COMPOSITE FIBROUS TUBE ENERGY ABSORBER dos EUA trata de um sistema de amortecimento utilizando tubos de material composto para absorção de impacto vertical em quedas de aeronaves. O mesmo conjunto é proposto em aplicações de trens de pouso e para-choques de veículos terrestres.

US 6027167 2000 METHOD TO SAFELY RESTRAIN OCCUPANTS IN A CRASHING VEHICLE AND A SEAT CONSTRUCTED TO PERFORM SAID METHOD dos EUA descreve um assento leve, pouco volumoso e com cinto de segurança integrado, com a capacidade de, através de deformações inelásticas programadas, reduzir as cargas de impacto aos ocupantes em colisões de diversas naturezas. A aplicação preferencial é no transporte público.

A patente japonesa JP 2000062556 2000 - PASSENGER PROTECTING DEVICE relata um sistema de proteção aos ocupantes de um veículo que consiste em assento com cinto de segurança montado neste último, e atuadores que podem aplicar uma aceleração ao conjunto assento/ocupante oposta àquela devida a uma colisão frontal.

US 6 186 574 B1 2001 - VEHICLE OCCUPANT PROTECTION SYSTEM dos EUA cita um sistema de proteção aos ocupantes de um veículo pequeno em impactos frontais e traseiros. O sistema atua defasando a aceleração do ocupante, vinculado ao assento com cinto de segurança ancorado neste último, de forma que o pico de desaceleração do ocupante ocorra o mais próximo possível do pico de desaceleração da estrutura do veículo. A citada defasagem ocorre pelo deslocamento dos elementos de fixação do assento e do assoalho em relação à estrutura do veículo, através da deformação destes elementos. Dessa forma, o sistema permite a redução do pico de desaceleração do ocupante e, conseqüentemente, as forças sobre o mesmo. O sistema pode utilizar elementos passivos ou ativos para deformação da fixação dos assentos e do assoalho, sendo aquele com elementos ativos de maior eficácia.

US 6 189 946 B1 2001 - VEHICLE SAFETY SYSTEM dos EUA apresenta um sistema muito semelhante ao acima, com montagem deslizante dos assentos com amortecimento e cintos de segurança montados nos acentos, visando a redução do pico de desaceleração do ocupante. São previstos somente elementos passivos de deformação das fixações dos assentos, porém é permitido deslocamento em quaisquer direções no plano do assoalho do veículo.

US 6 257 663 B1 2001 - VEHICLE SEAT FOR ABSORBING IMPACT dos EUA refere-se a um sistema de amortecimento para atenuação de impactos em ocupantes de veículos terrestres, utilizando um mecanismo de movimentação do assento por molas e amortecedores. Esse sistema prevê o uso de cintos de segurança e de dois *airbags* laterais, porém ocupa muito espaço, eleva muito o centro de massa do conjunto ocupante/assento e é de relativa grande complexidade de construção.

A patente alemã EP 1 369 297 A2 2003 - VEHICLE AND METHOD FOR REDUCING THE IMPACT ON A VEHICLE OCCUPANT DURING COLLISION trata de um sistema de atenuação de impacto para ocupantes de veículos médios, através da aplicação de acelerações em direções opostas às de impacto aplicadas por atuadores abaixo dos assentos e nos assoalhos. Apesar de ser de aparente grande eficácia, esse conceito tem como principal desvantagem a necessidade de um projeto e fabricação muito complexo e oneroso, por conta da utilização de sensores de aceleração, módulos eletrônicos e atuadores.

US 2004/0183344 A1 - SEAT ENERGY ABSORBER dos EUA cita um sistema de fixação deslizante para um assento automotivo, com capacidade de absorção de impacto em colisões traseira. É aplicado a veículos com duas ou mais fileiras de assentos.

US 6 851 747 B2 2005 - COLLAPSIBLE VEHICLE SAFETY SEAT dos EUA apresenta um mecanismo de colapso dos assentos em caso de colisão frontal ou traseira, em altas ou baixas velocidades, acionado por um atuador comandado por um sistema eletrônico ou manual. O objetivo desse sistema é de rebaixar ao máximo possível o centro de gravidade dos ocupantes em caso de acidente. As principais desvantagens desse sistema são o custo e a complexidade de construção, além da menor eficácia do sistema quando comandado por acionamento manual.

US 7 083 230 B2 2006 - HYBRID COMPOSITE-METAL ENERGY ABSORRING SEAT dos EUA descreve um assento de aplicação aeronáutica com estrutura híbrida de material composto e metal, que permite absorção de energia de impacto frontal com grandes carregamentos. Apesar de este sistema ser considerado de baixo custo em relação à sua aplicação em aviões comerciais, o mesmo ainda é de custo alto para aplicações de veículos terrestres urbanos de baixíssimo custo.

US 2010/0176621 A1 2010 - DEVICE FOR ENERGY ABSORPTION UPON IMPACT FOR AUTOMOTIVE VEHICLE SEAT, SEAT AND AUTOMOTIVE VEHICLE COMPRISING THE DEVICE dos EUA relata um dispositivo de absorção de impacto preferencialmente traseiro para assentos de veículos, através da compressão dos parafusos de fixação dos trilhos e do suporte do encosto. Próximo aos furos desses parafusos existe uma série de furos adicionais próximos que permitem, através do rompimento sucessivo das divisões entre esses fusos, um deslocamento adicional, tanto longitudinal do assento, quanto uma rotação adicional do encosto, absorvendo impacto e reduzindo as cargas sofridas pelos ocupantes. Esse dispositivo também pode funcionar para absorção de impacto frontal.

US 7 846 540 B2 2010 – IMPACT ABSORBING COMPOSITE STRUCTURE dos EUA trata de um assento de aplicação aeronáutica, com estrutura de colapso por tubos de material composto que permite absorção de energia de impacto de queda com grandes carregamentos. Apesar de este sistema poder ser aplicado para absorção de energia de impacto frontal em veículos terrestres, conforme informado na citada patente, o mesmo tem custo elevado para aplicações de veículos terrestres urbanos de reduzido custo.

US 8297698 B2 2012 MECHATRONIC VEHICLE SAFETY SEAT dos EUA relata um dispositivo mecatrônico acionado por sensores pré-impacto, com objetivo de reconfigurar a geometria da estrutura do assento dos ocupantes, de forma a reduzir as forças e acelerações sofridas pelos ocupantes no evento de uma colisão. A principal desvantagem desse sistema novamente recai sobre o custo de fabricação.

WO 2013090744 A1 2013 - ENERGY ABSORBING SEAT MECHANISM dos EUA descreve um sistema semelhante à da patente US 7,846,540 B2 2010, porém utilizando de um sistema mecânico de duplo estágio de deformação, utilizado somente em colisões verticais, tais como quedas de aeronaves, ou explosões por minas em veículos terrestres militares.

A patente japonesa JP 2013166405 2013 - COLLISION LOAD ALLEVIATION MECHANISM apresenta um mecanismo instalado nas fixações dos assentos de um veículo para redução da carga de impacto sobre os ocupantes em caso de colisão. O mecanismo permite um deslizamento do assento na direção oposta à de colisão, controlado por um atuador eletromagnético linear.

A patente alemã WO 2013153201 2013 - MINE-SAFE SEAT DEVICE trata de um sistema de absorção de impacto vertical em veículos militares causado por explosão de minas. Este sistema consiste em uma montagem do assento em guias tubulares, as quais permitem um deslocamento do assento amortecido por um conjunto de molas e elementos de atrito. A montagem do sistema é prevista por adaptação aos assentos e fixações comerciais disponíveis.



## APÊNDICE C

### Resultados experimentais - Fotos e gráficos dos ensaios de impacto no martelo de queda.



CP 01

Figura 184 - CP 01 após ensaio.

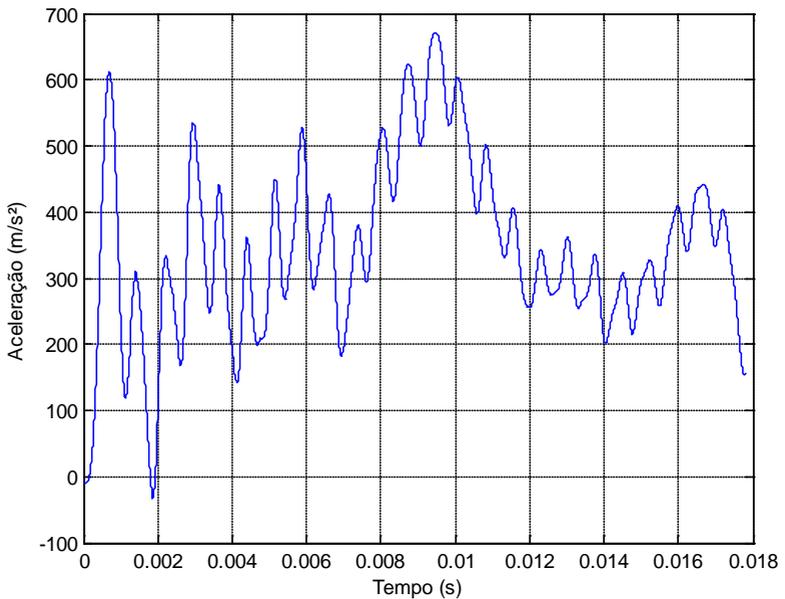


Figura 185 - Curva aceleração vs. tempo - CP 01.

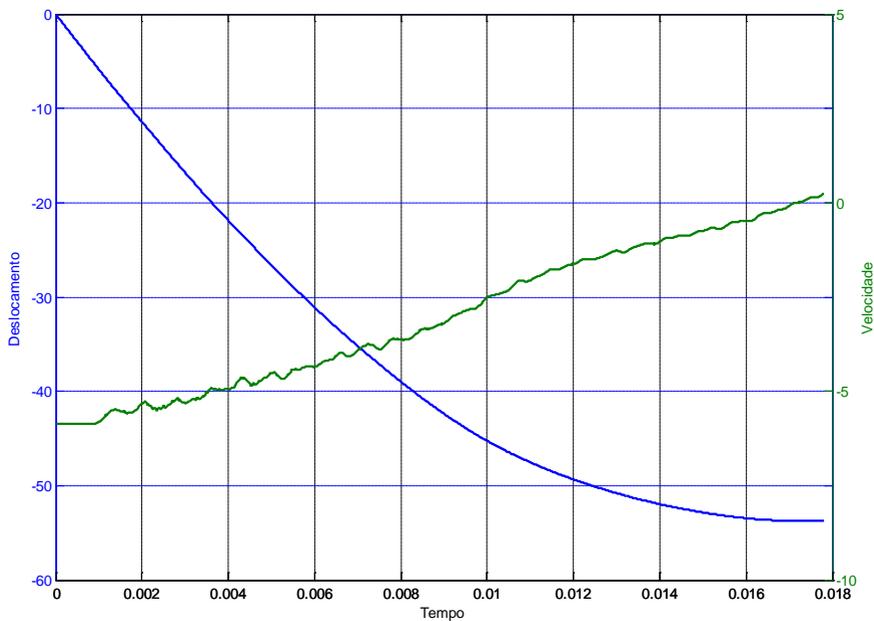


Figura 186 - Curva deslocamento e velocidade vs. tempo - CP 01.

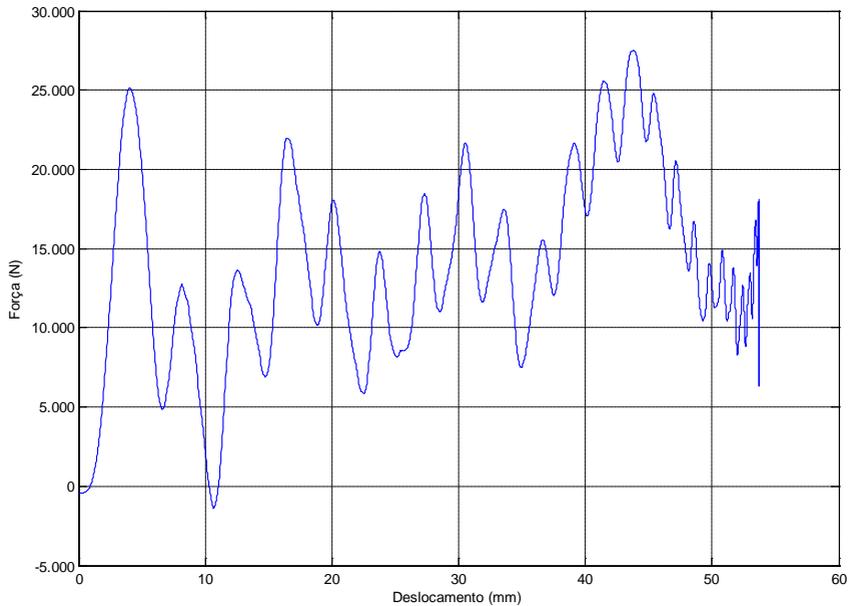


Figura 187 - Curva força vs. deslocamento - CP 01.

CP 02

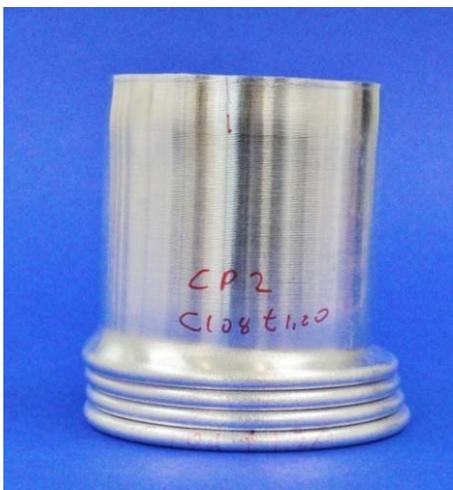


Figura 188 - CP 02 após ensaio.

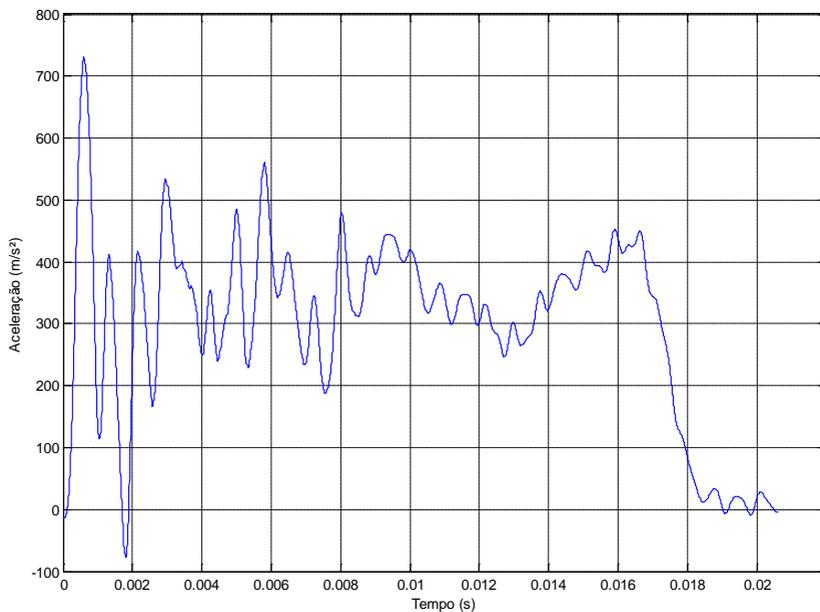


Figura 189 - Curva aceleração vs. tempo e foto pós-ensaio- CP 02.

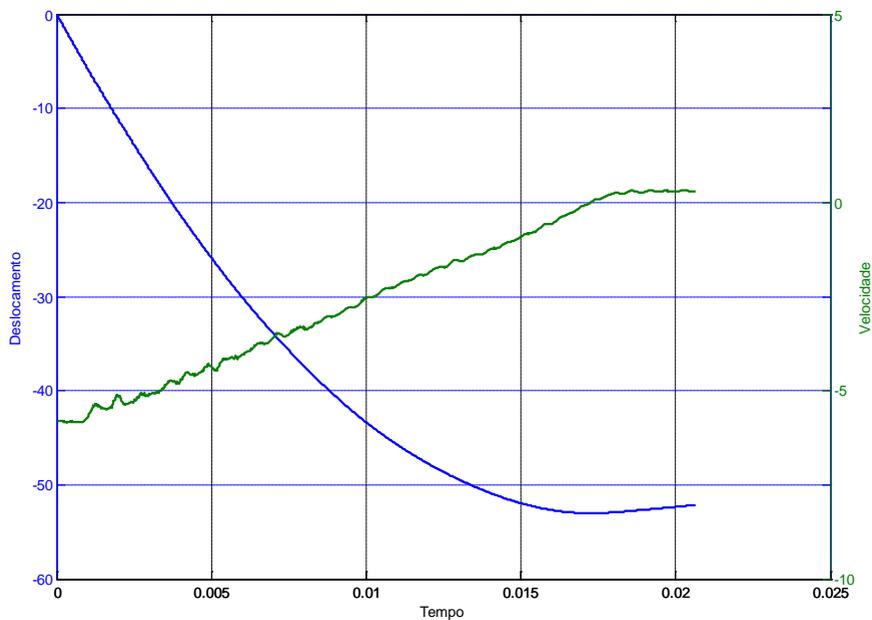


Figura 190 - Curva deslocamento e velocidade vs. tempo - CP 02.

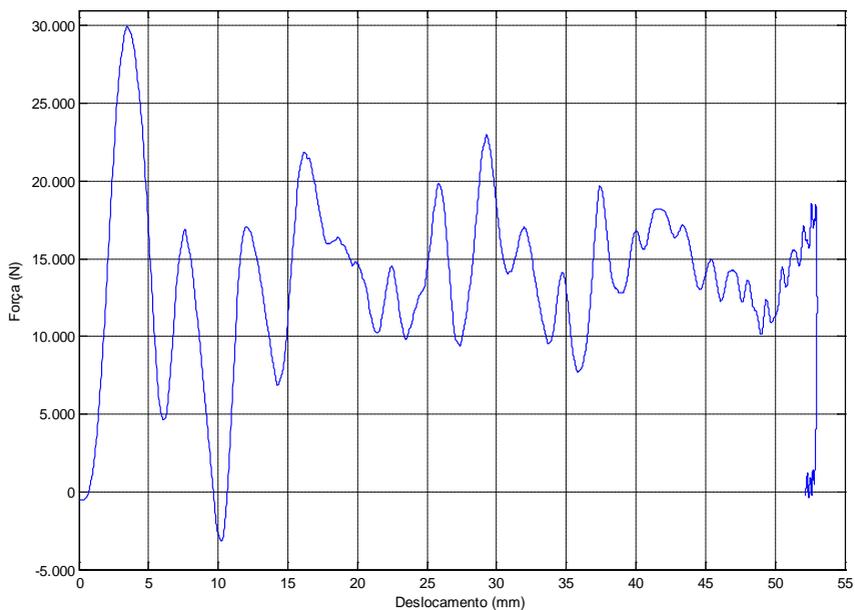


Figura 191 - Curva força vs. deslocamento - CP 02.

CP 03

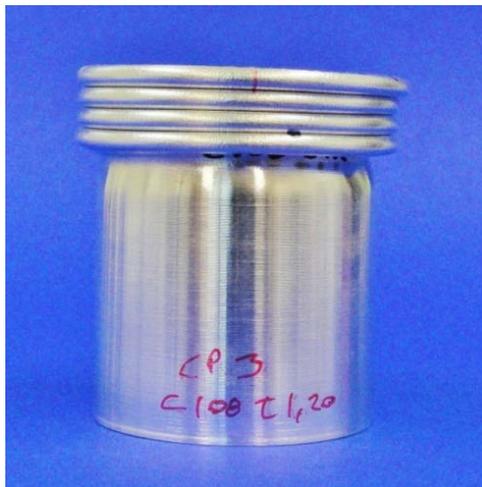


Figura 192 - CP 03 após ensaio.

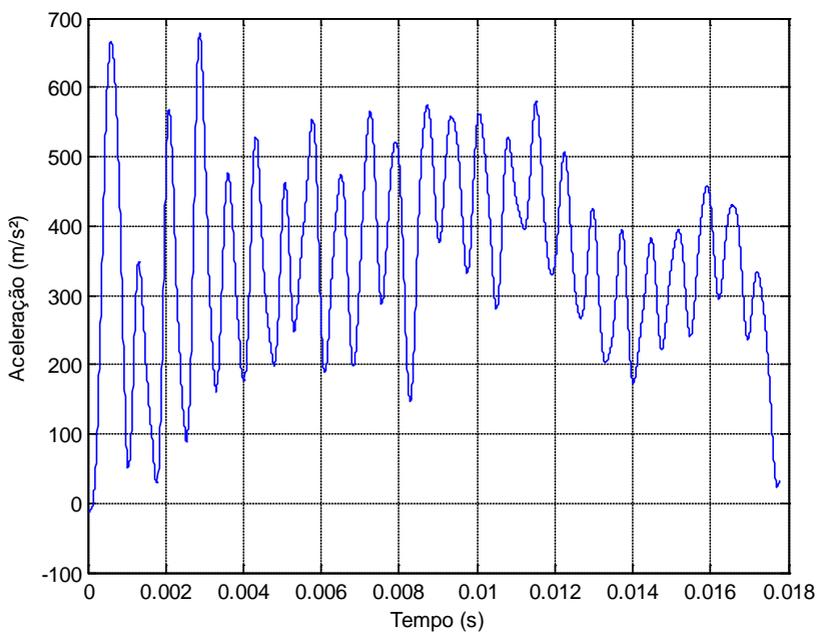


Figura 193 - Curva aceleração vs. tempo - CP 03.

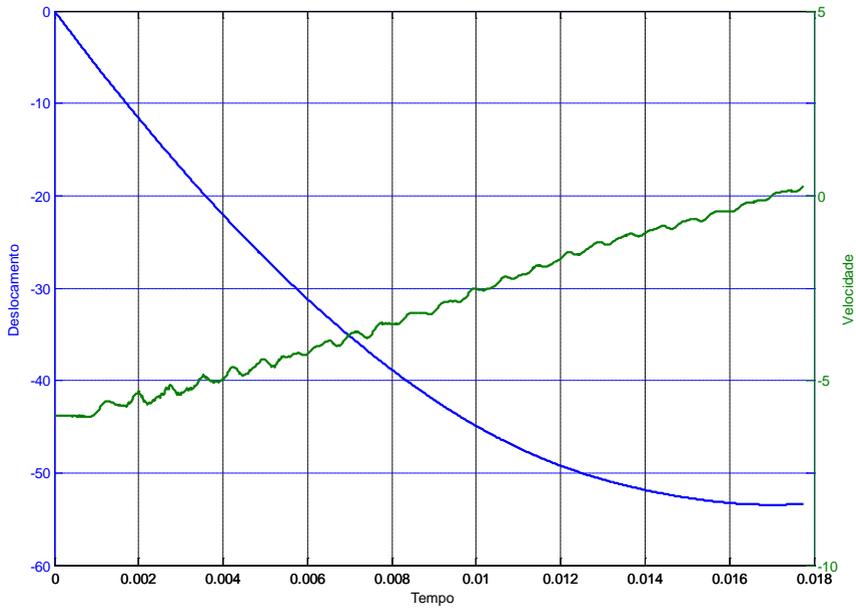


Figura 194 - Curva deslocamento e velocidade vs. tempo - CP 03.

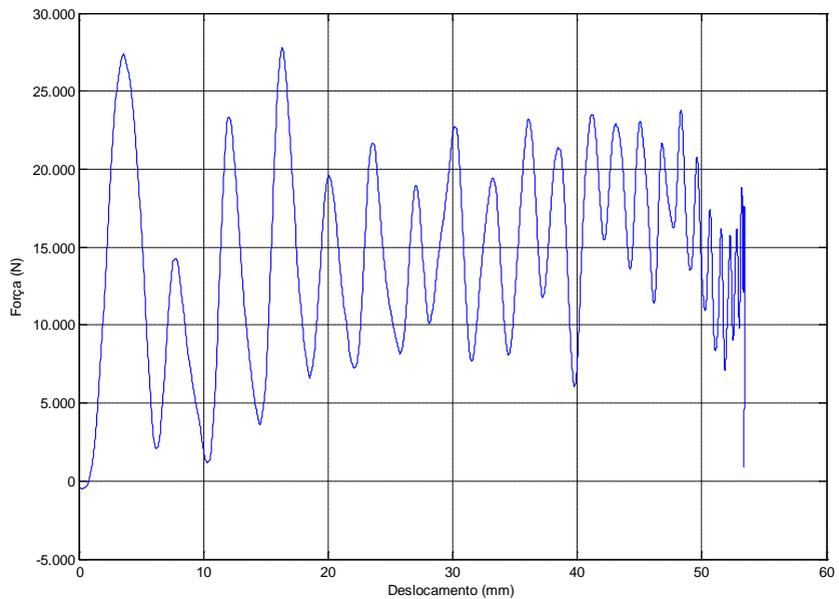


Figura 195 - Curva força vs. deslocamento - CP 03.

CP 04



Figura 196 - CP 04 após ensaio.

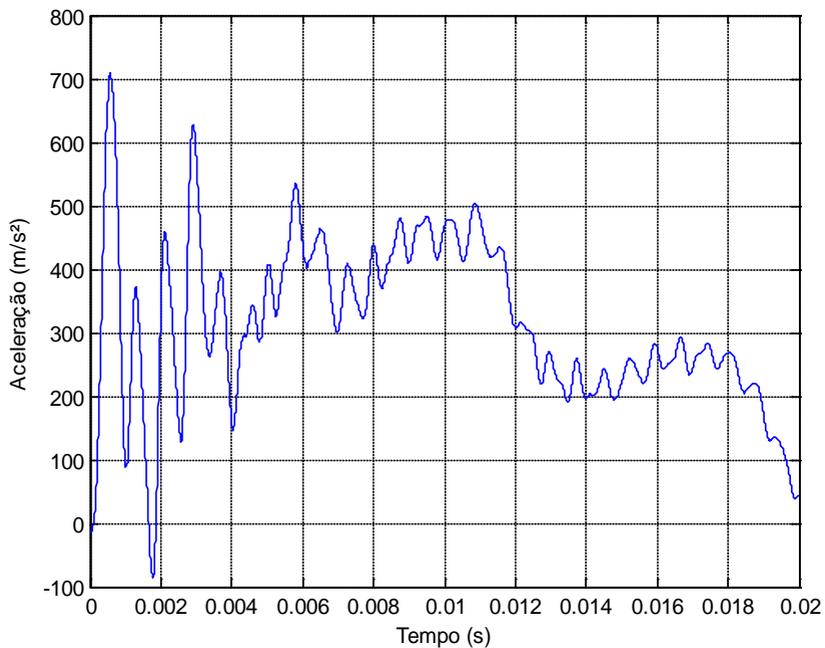


Figura 197 - Curva aceleração vs. tempo - CP 04.

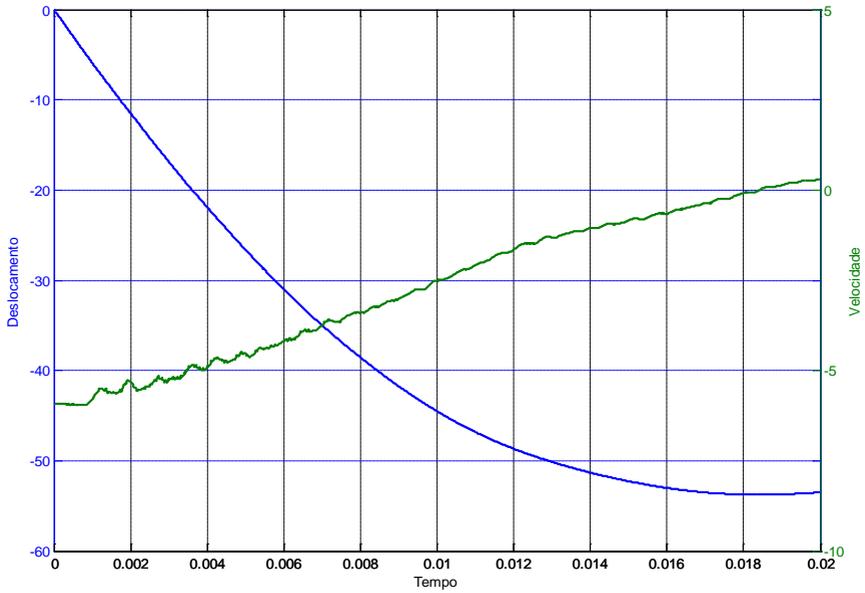


Figura 198 - Curva deslocamento e velocidade vs. tempo - CP 04.

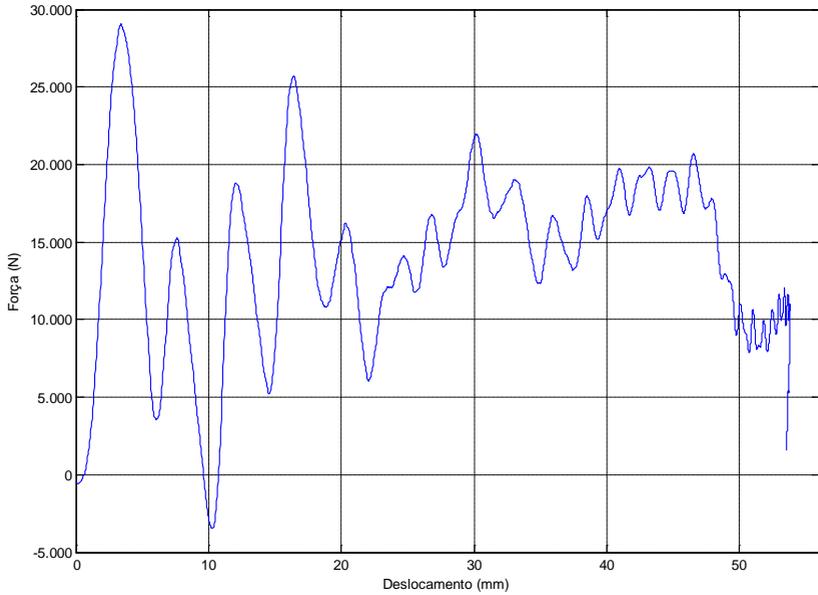


Figura 199 - Curva força vs. deslocamento - CP 04.

CP 05



Figura 200 - CP 05 após ensaio.

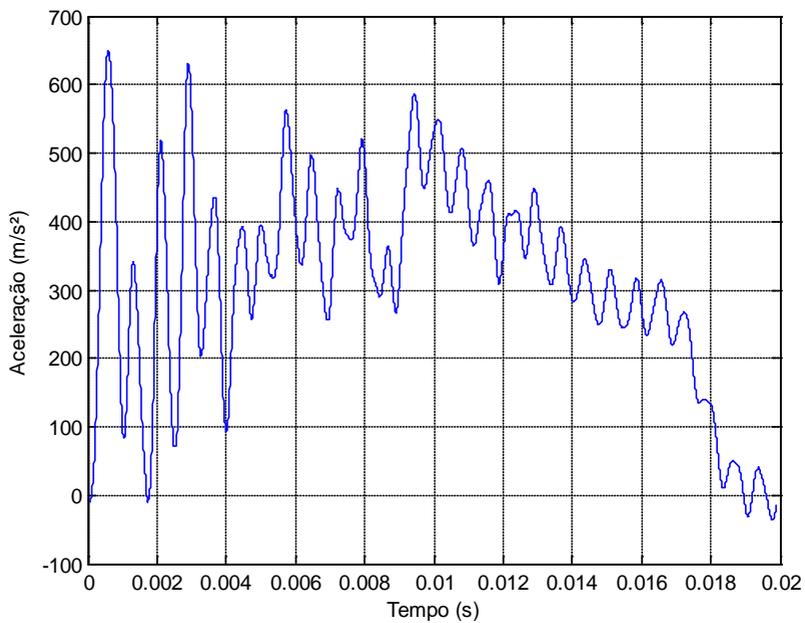


Figura 201 - Curva aceleração vs. tempo - CP 05.

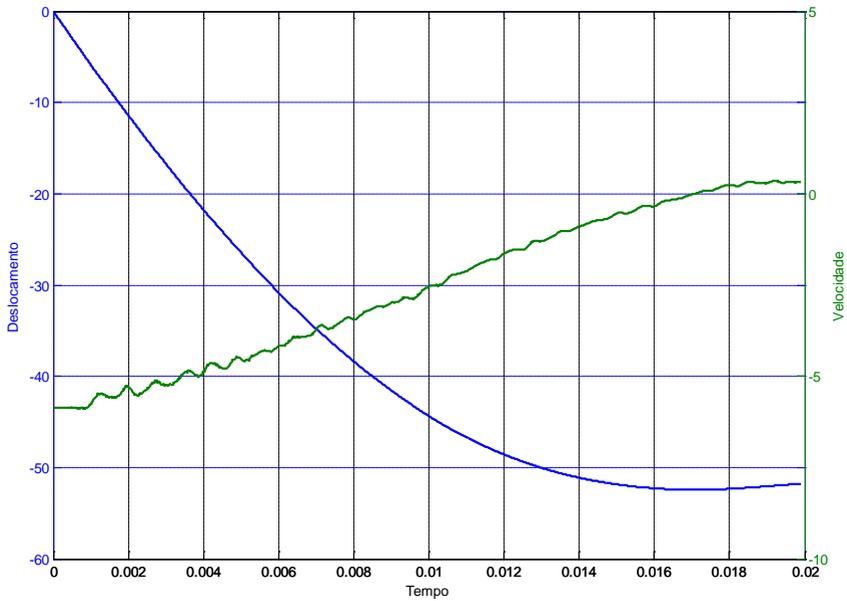


Figura 202 Curva deslocamento e velocidade vs. tempo - CP 05.

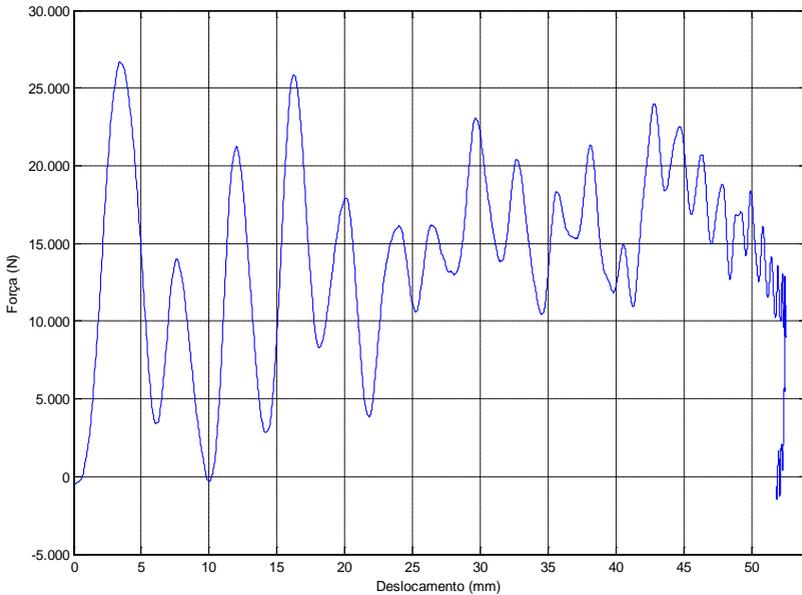


Figura 203 - Curva força vs. deslocamento - CP 05.

CP 06

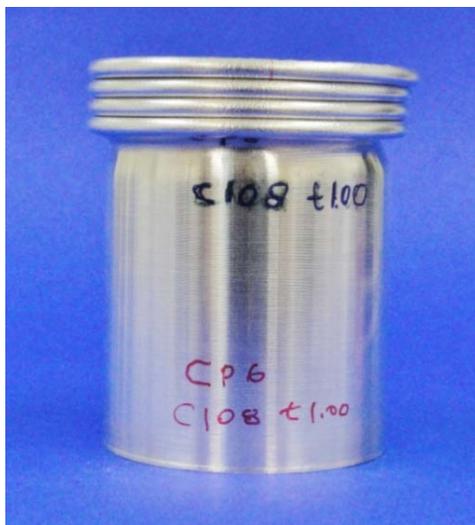


Figura 204 - CP 06 após ensaio.

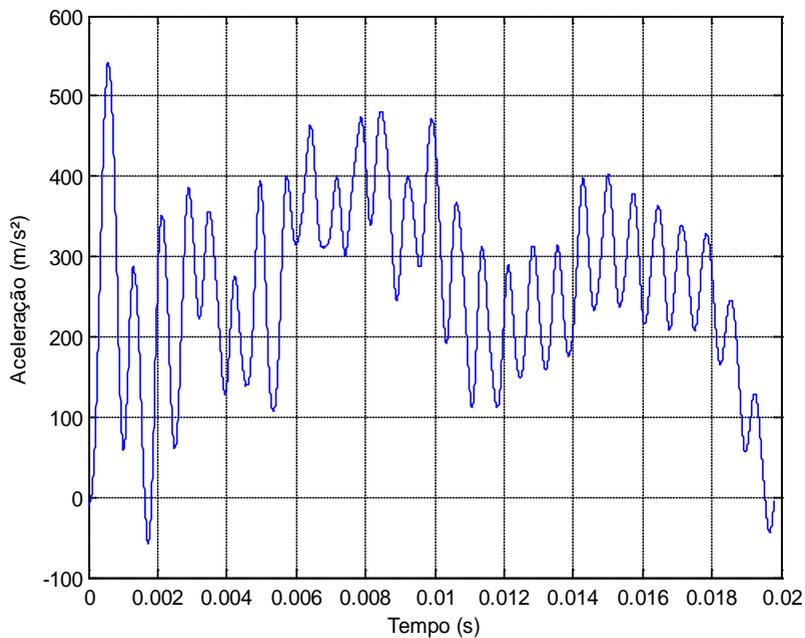


Figura 205 - Curva aceleração vs. tempo - CP 06.

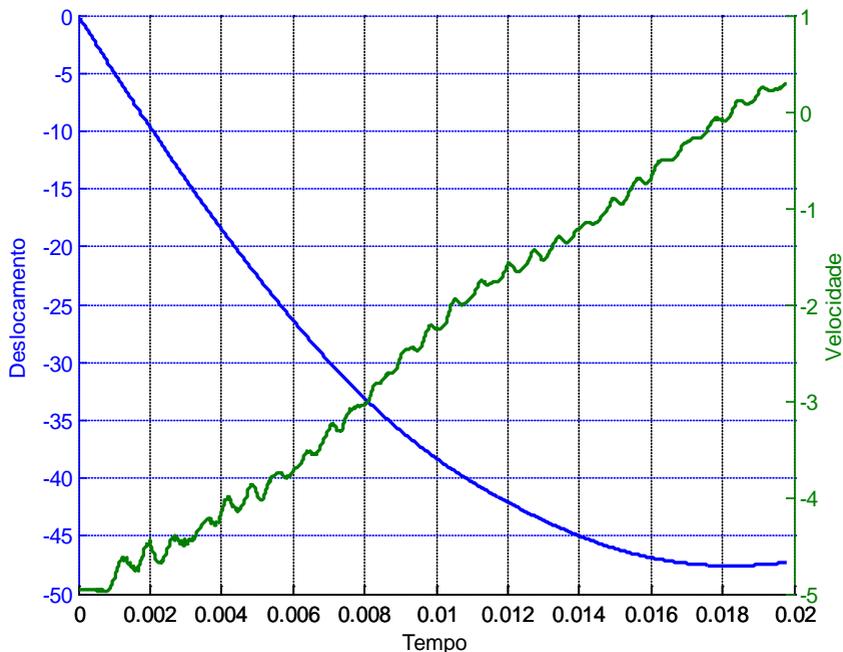


Figura 206 - Curva deslocamento e velocidade vs. tempo - CP 06.

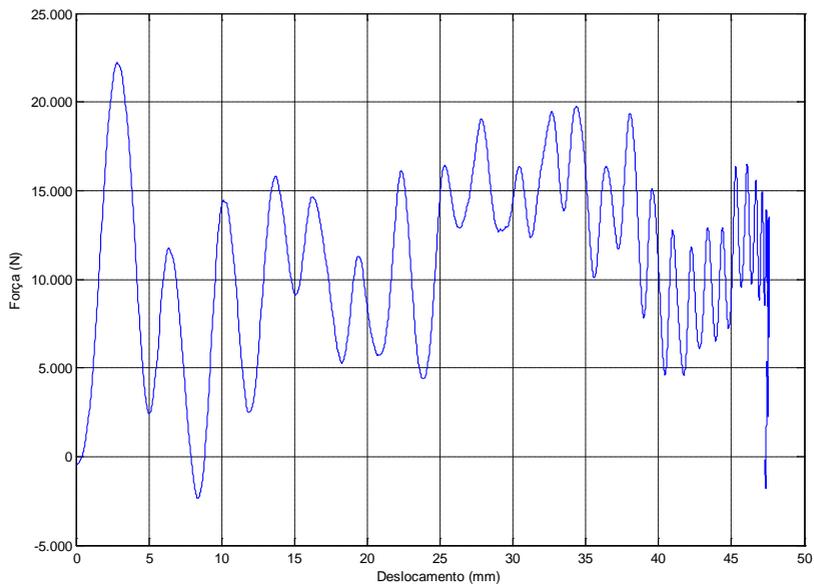


Figura 207 - Curva força vs. deslocamento - CP 06.

CP 07

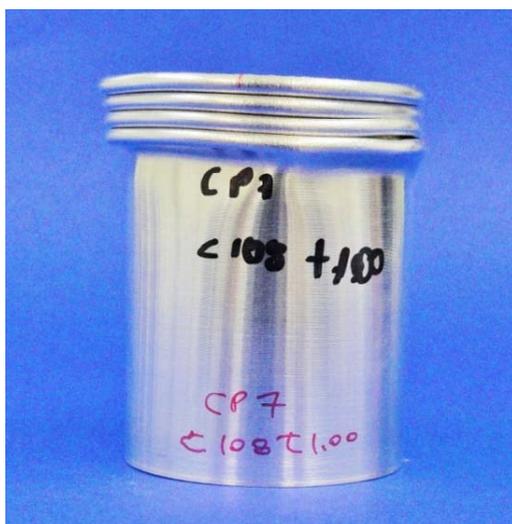


Figura 208 - CP 07 após ensaio.

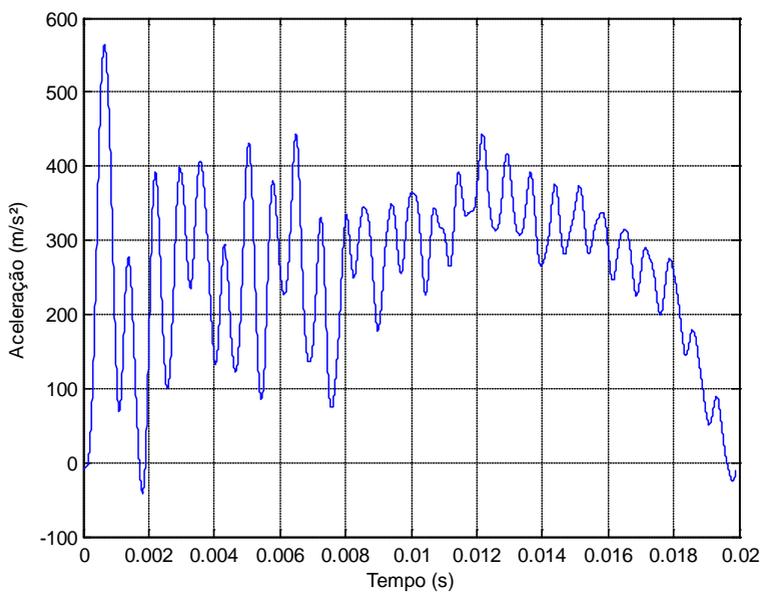


Figura 209 - Curva aceleração vs. tempo - CP 07.

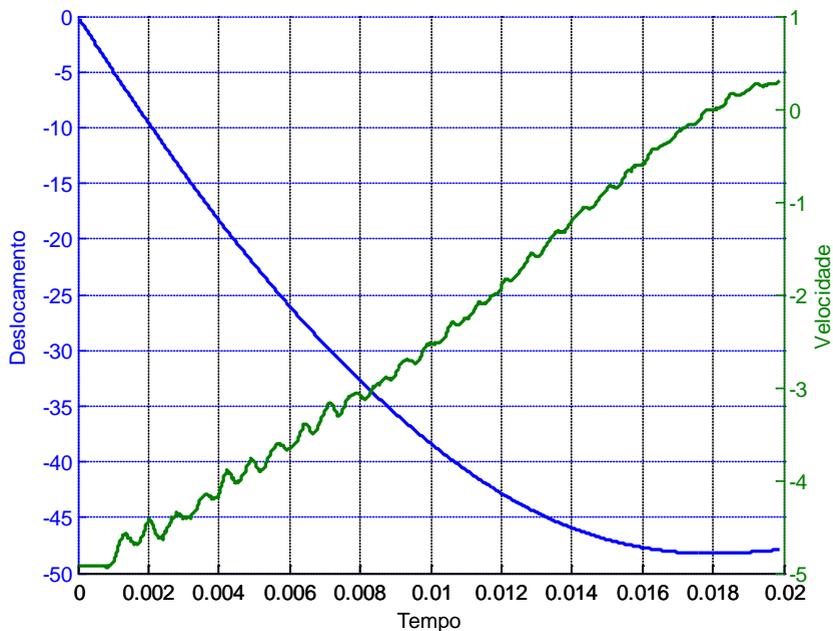


Figura 210 - Curva deslocamento e velocidade vs. tempo - CP 07.

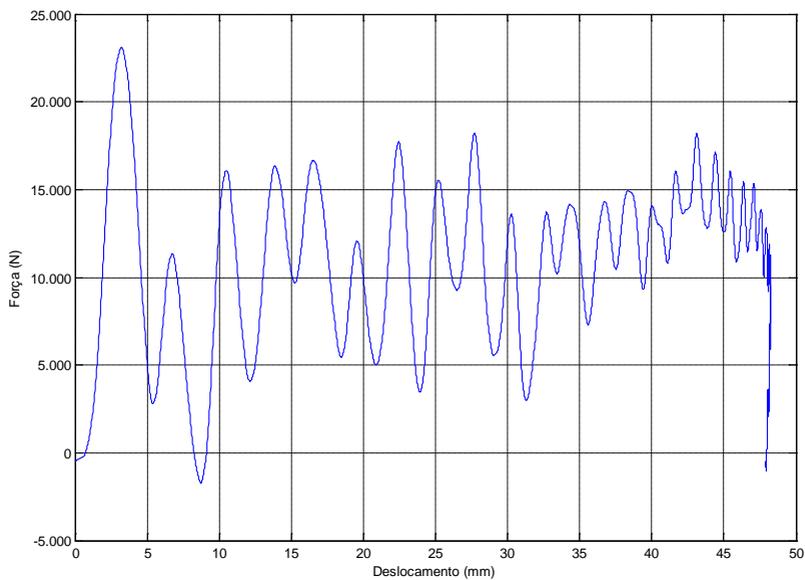


Figura 211 - Curva força vs. deslocamento - CP 07.

CP 08



Figura 212 - CP 08 após ensaio.

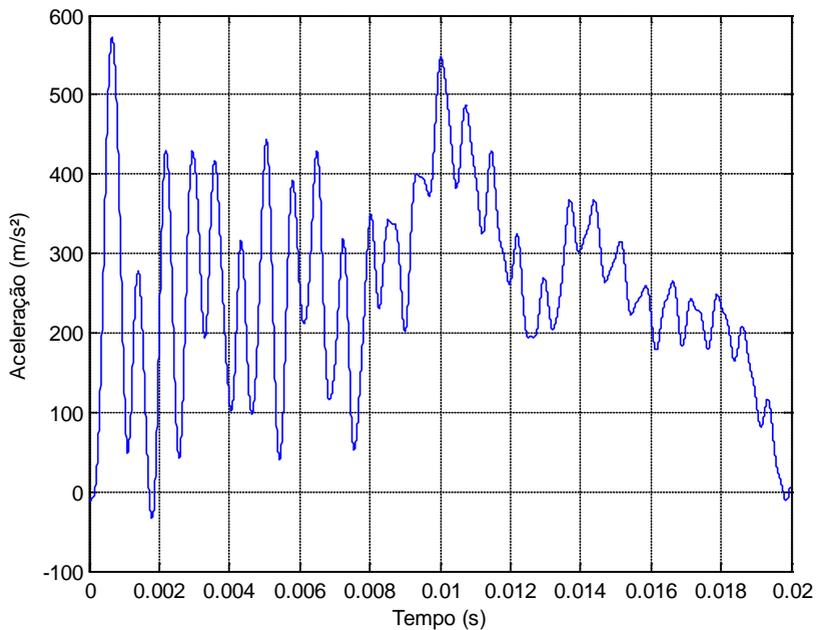


Figura 213 - Curva aceleração vs. tempo - CP 08.

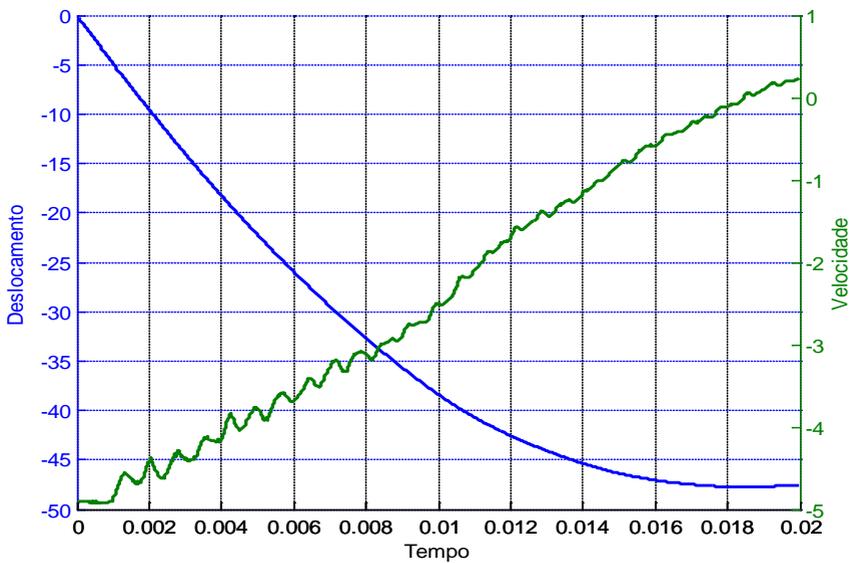


Figura 214 - Curva deslocamento e velocidade vs. tempo - CP 08.

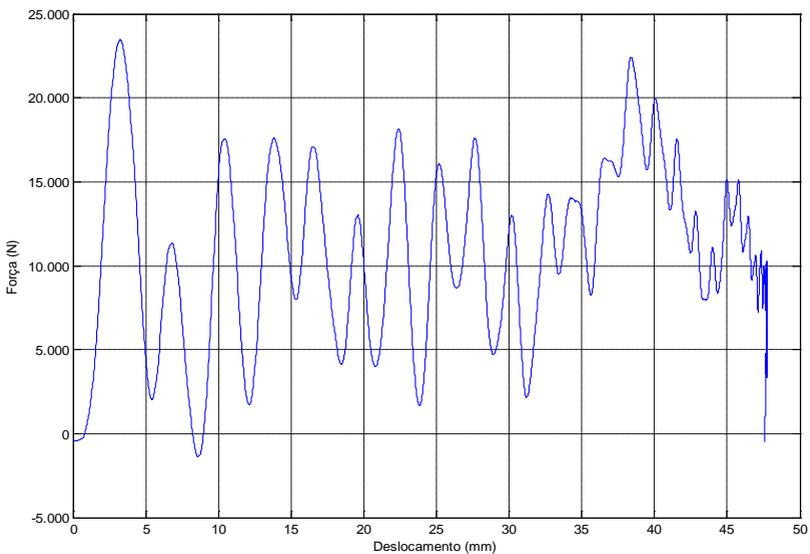


Figura 215 - Curva força vs. deslocamento - CP 08.

CP 09

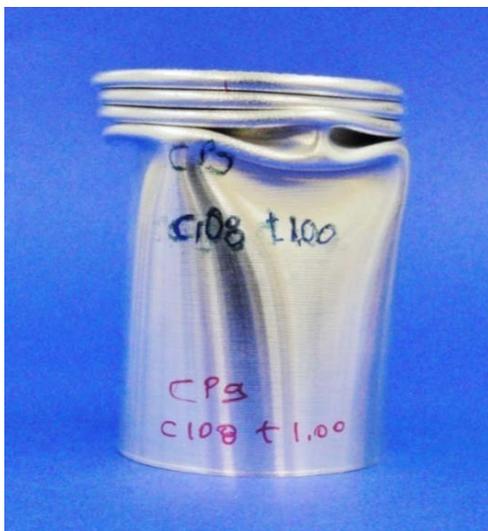


Figura 216 - CP 09 após ensaio.

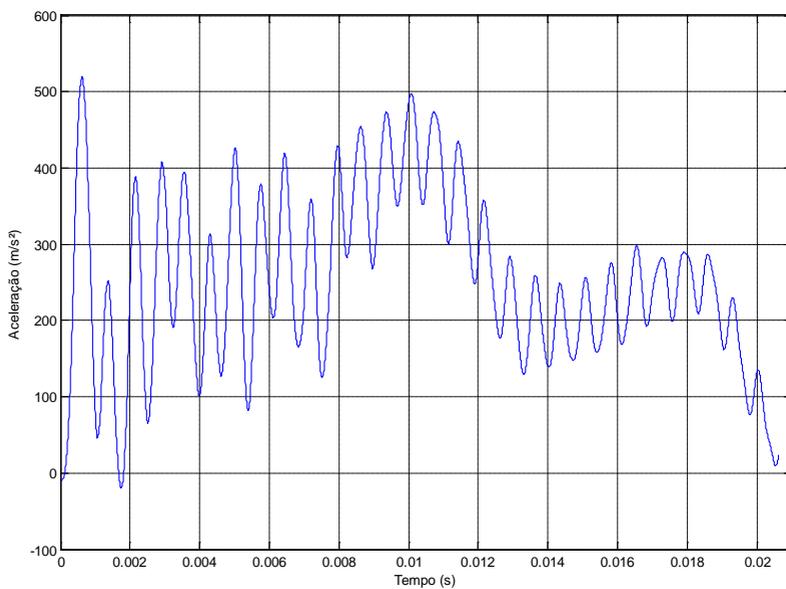


Figura 217 - Curva aceleração vs. tempo - CP 09.

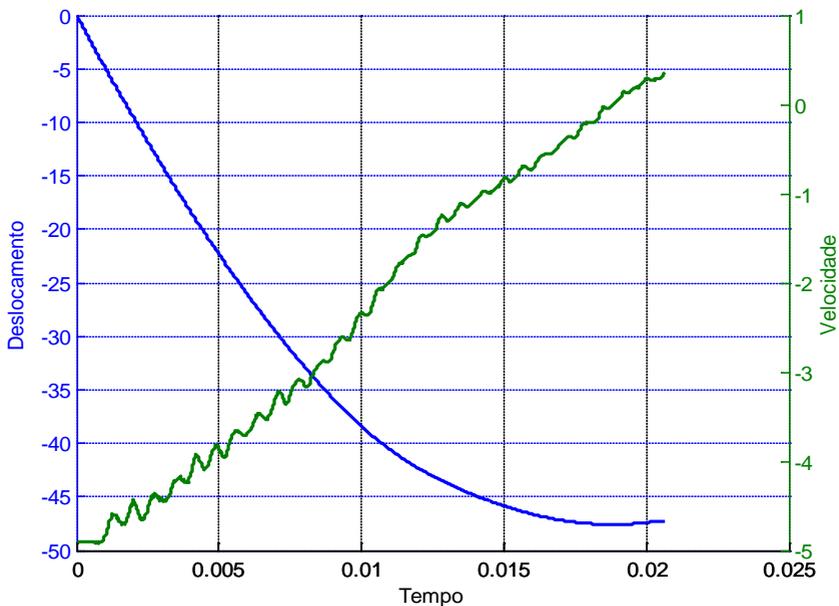


Figura 218 - Curva deslocamento e velocidade vs. tempo - CP 09.

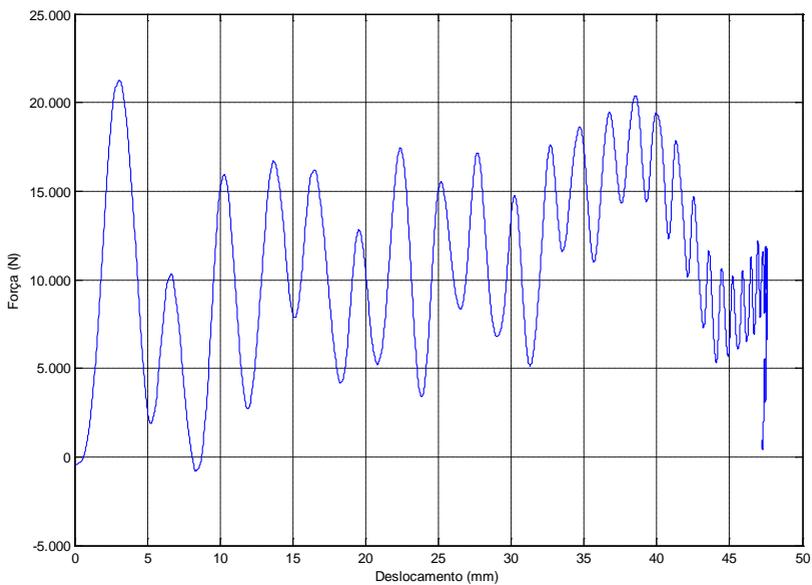


Figura 219 - Curva força vs. deslocamento - CP 09.

CP 10

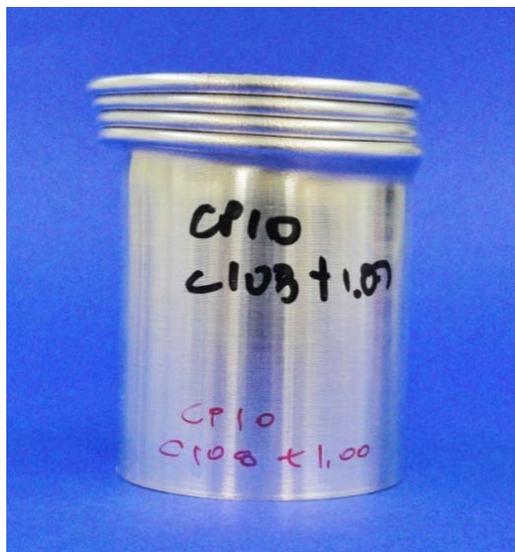


Figura 220 - CP 10 após ensaio.

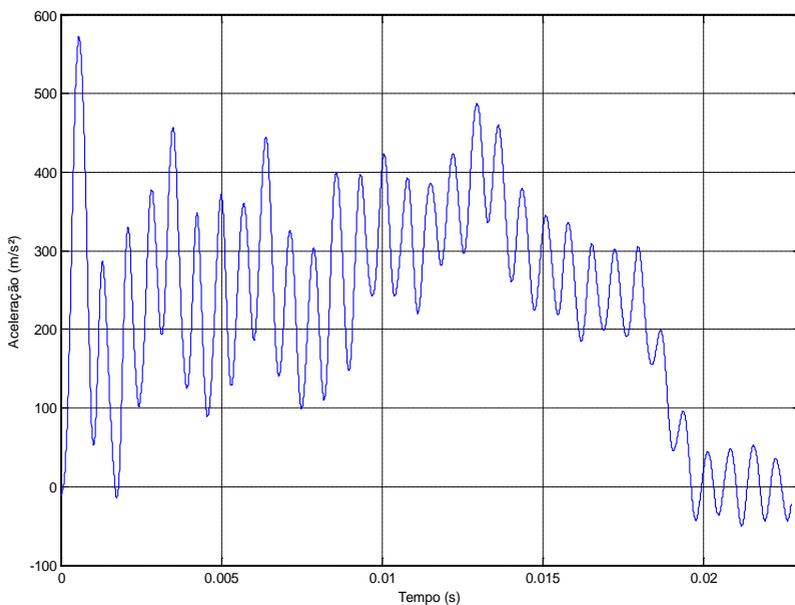


Figura 221 - Curva aceleração vs. tempo - CP 10.

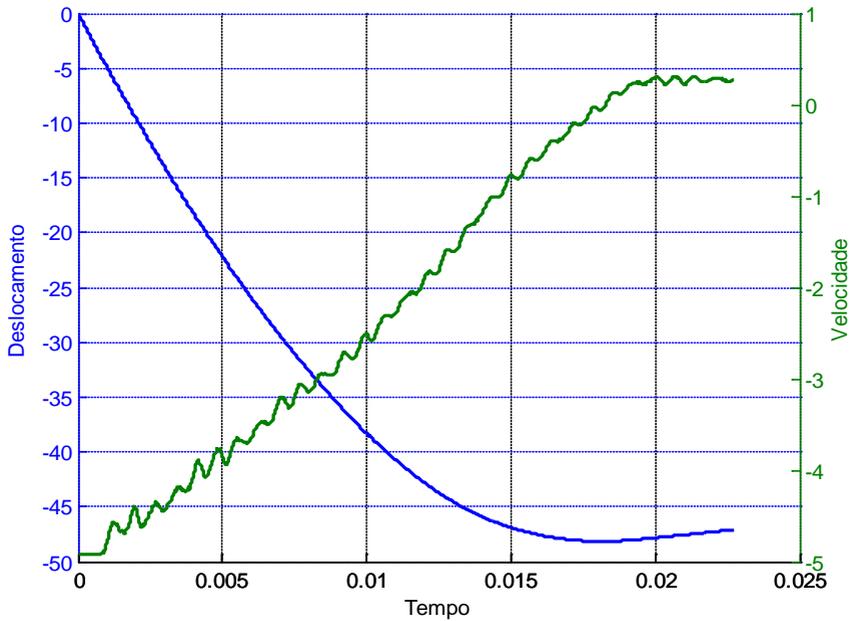


Figura 222 - Curva deslocamento e velocidade vs. tempo - CP 10.

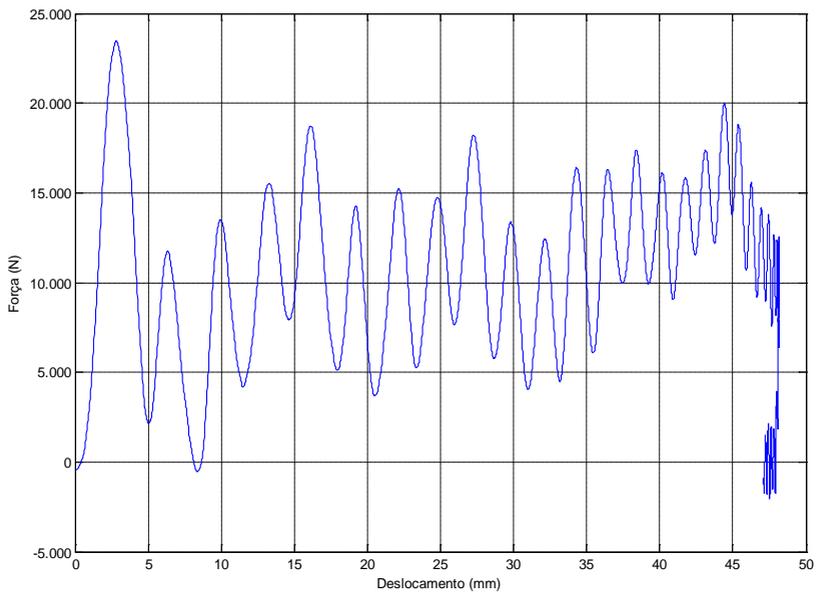


Figura 223 - Curva força vs. deslocamento - CP 10.

CP 11

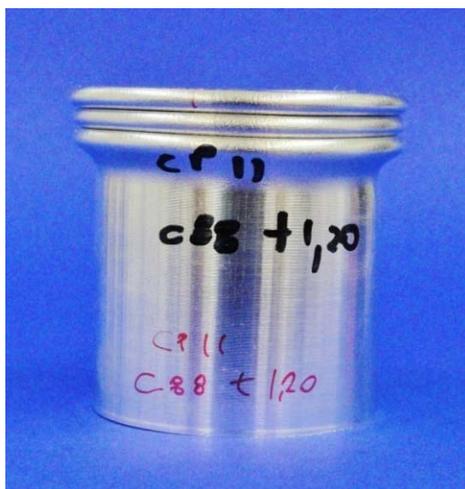


Figura 224 - CP 11 após ensaio.

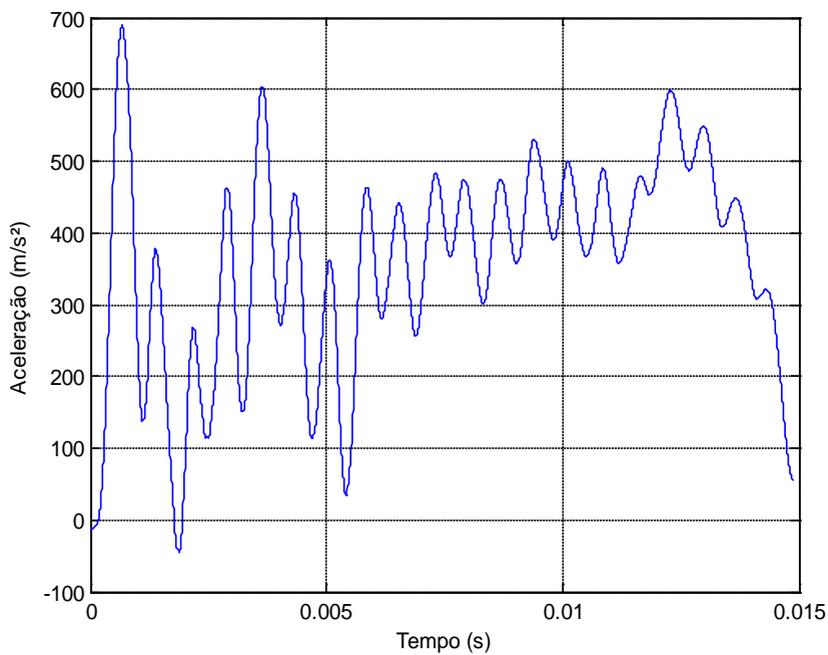


Figura 225 - Curva aceleração vs. tempo - CP 11.

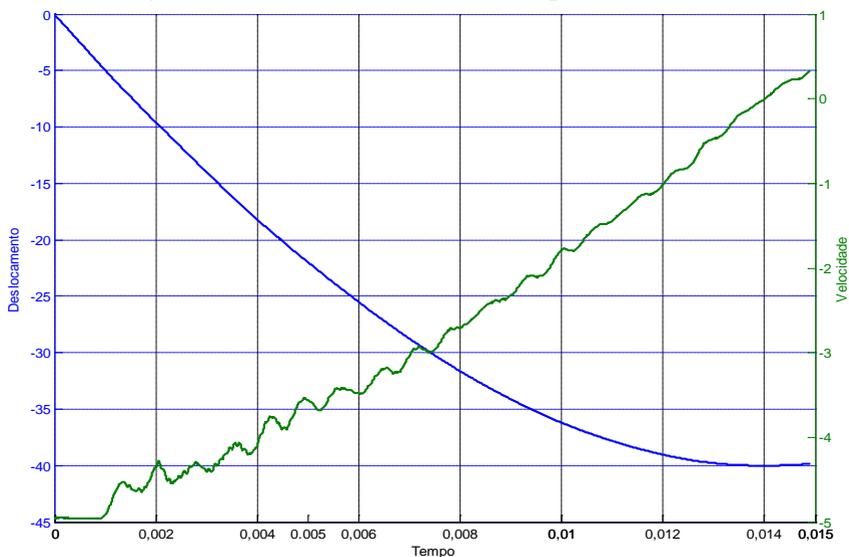


Figura 226 - Curva deslocamento e velocidade vs. tempo - CP 11.

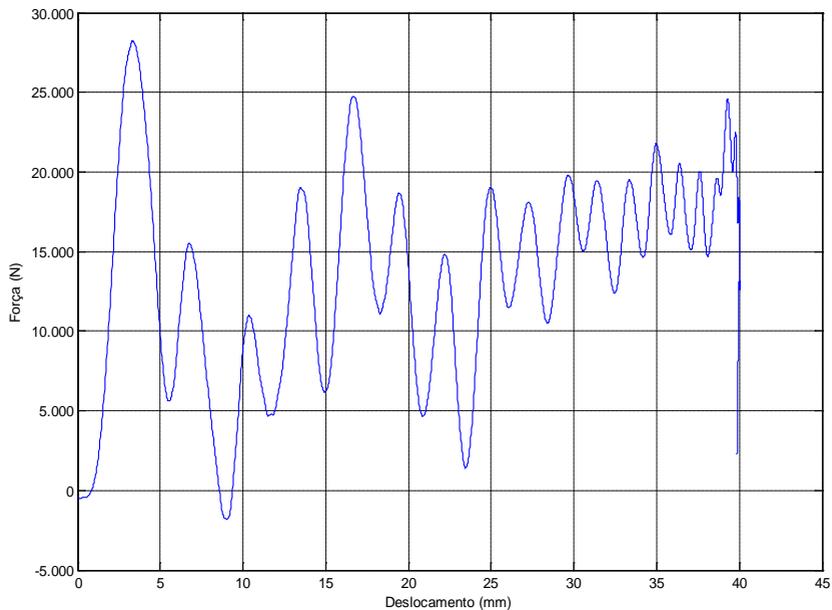


Figura 227 - Curva força vs. deslocamento - CP 11.

CP 12

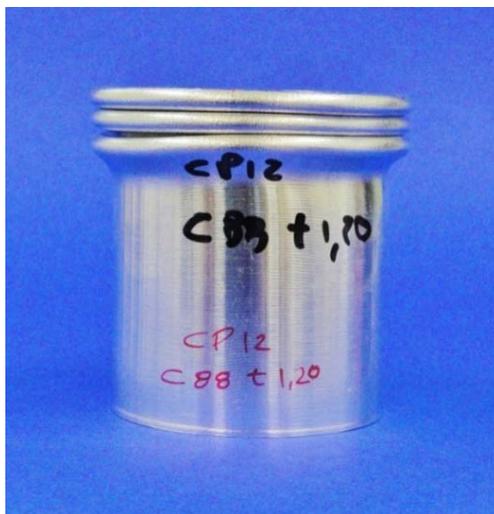


Figura 228 - CP 12 após ensaio.

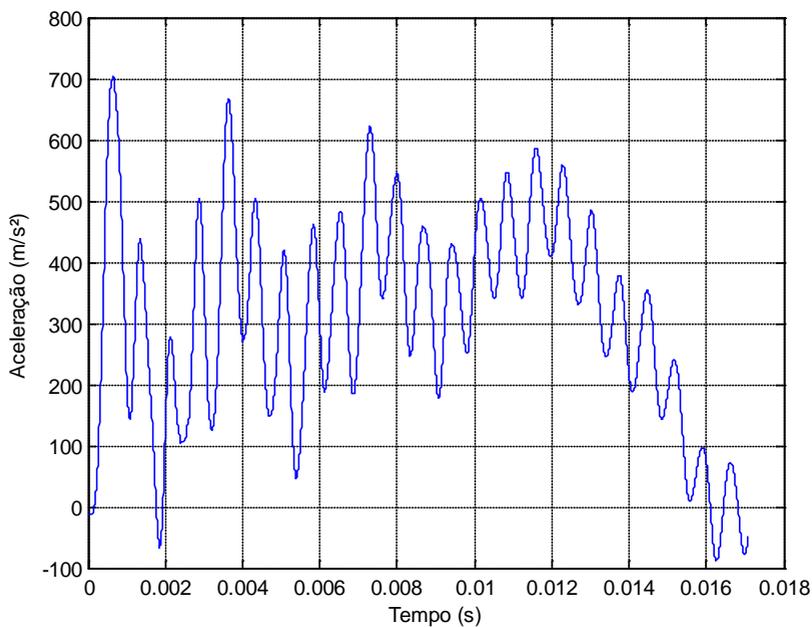


Figura 229 - Curva aceleração vs. tempo - CP 12.

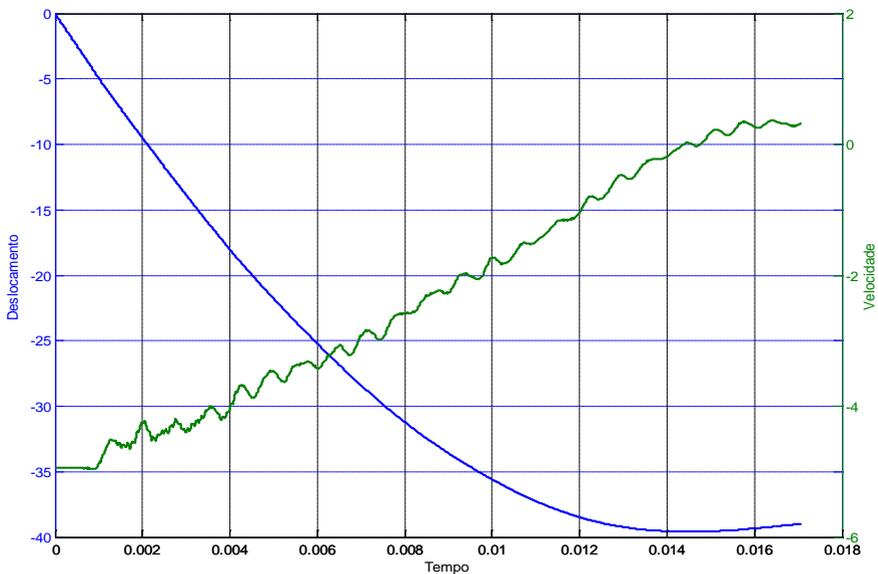


Figura 230 - Curva deslocamento e velocidade vs. tempo - CP 12.

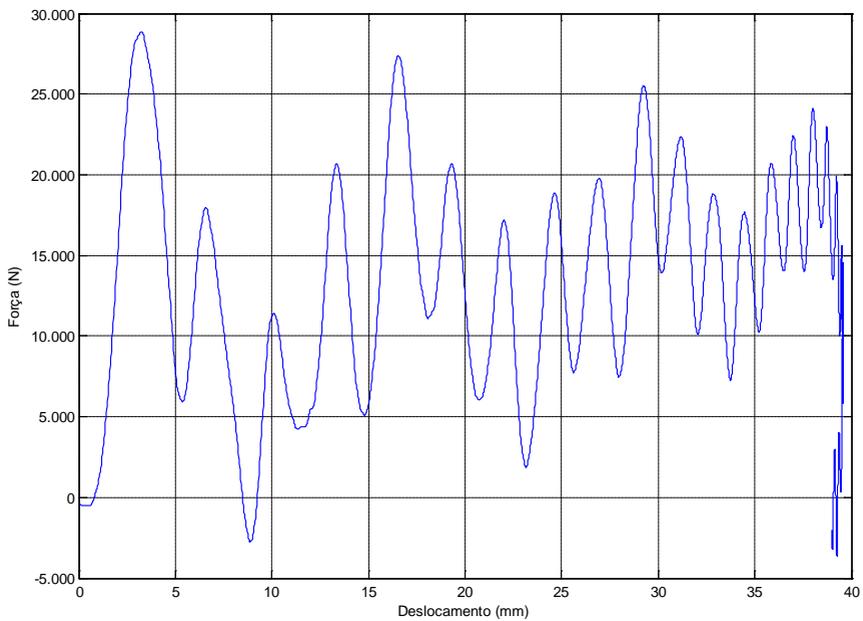


Figura 231 - Curva força vs. deslocamento - CP 12.

CP 13 – O Corpo de Prova N°13 não apresenta dados pelo fato do sinal do Laser ter se alterado no período de formação das dobras de flambagem dessa peça.

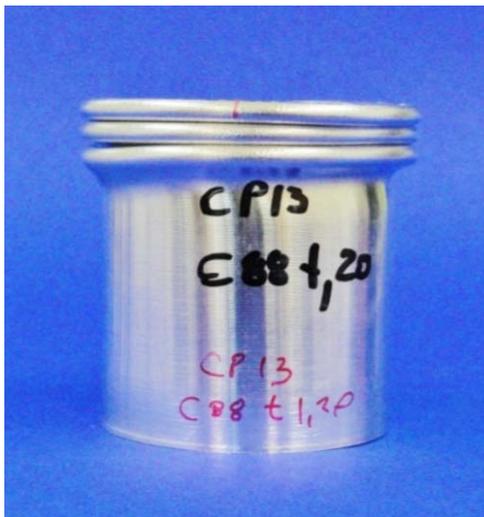


Figura 232 - CP 13 após ensaio.

CP 14

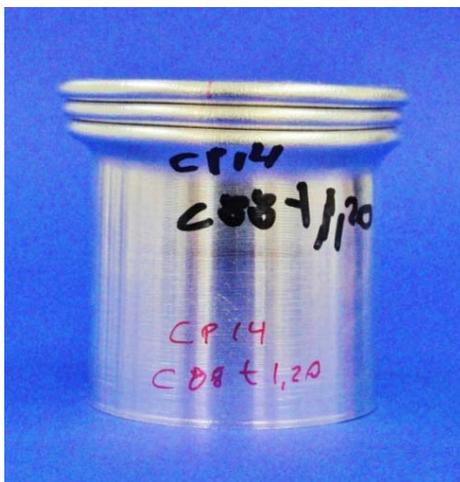


Figura 233 - CP 14 após ensaio.

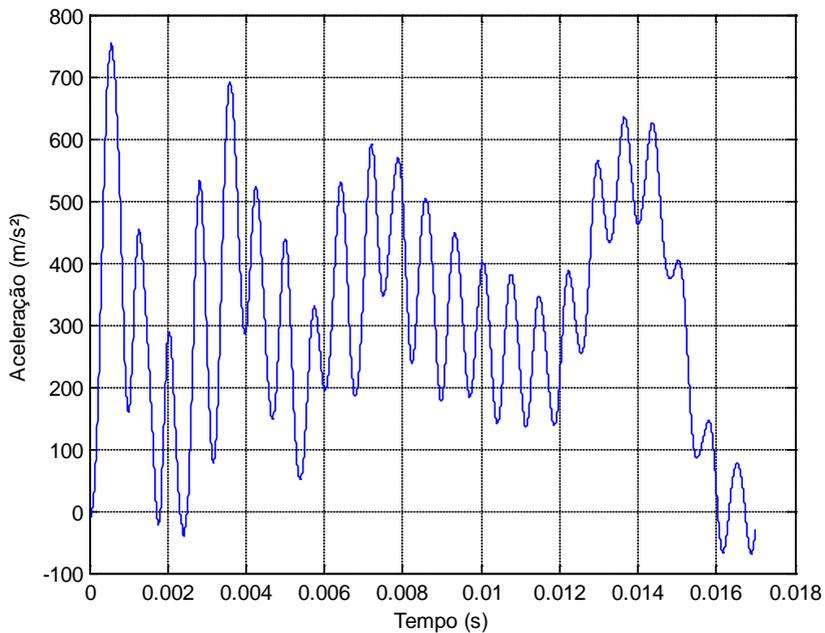


Figura 234 - Curva aceleração vs. tempo - CP 14.

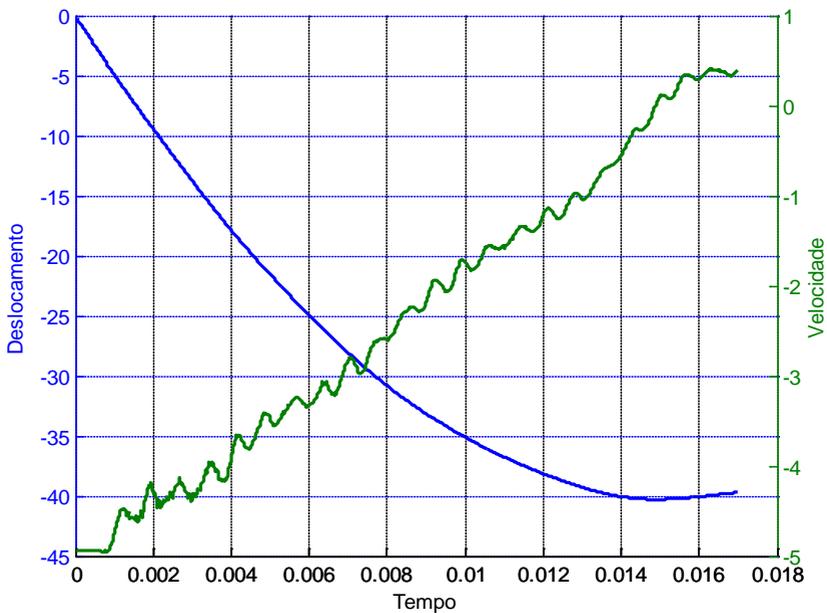


Figura 235 - Curva deslocamento e velocidade vs. tempo - CP 14.

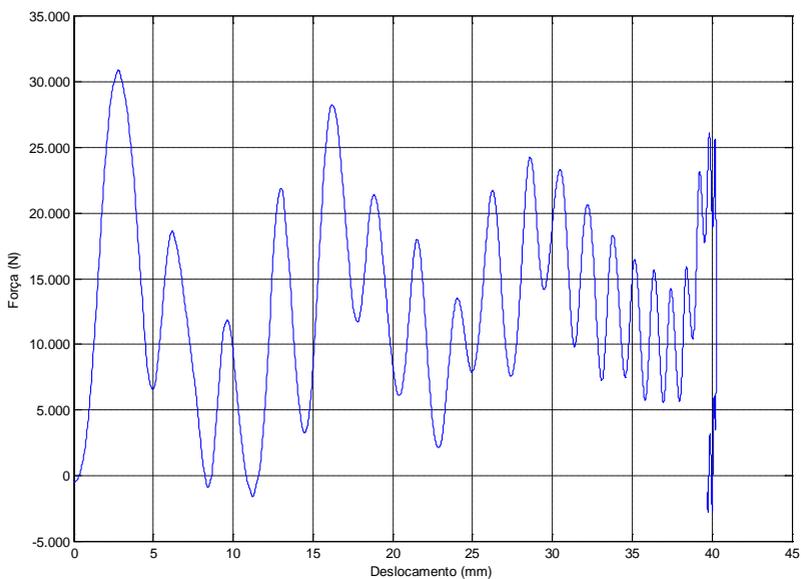


Figura 236 - Curva força vs. deslocamento - CP 14.

CP 15

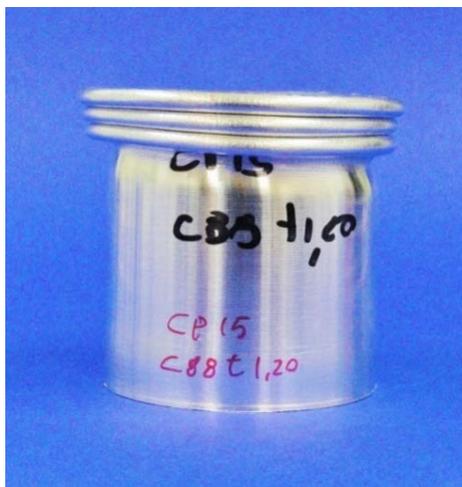


Figura 237 - CP 15 após ensaio.

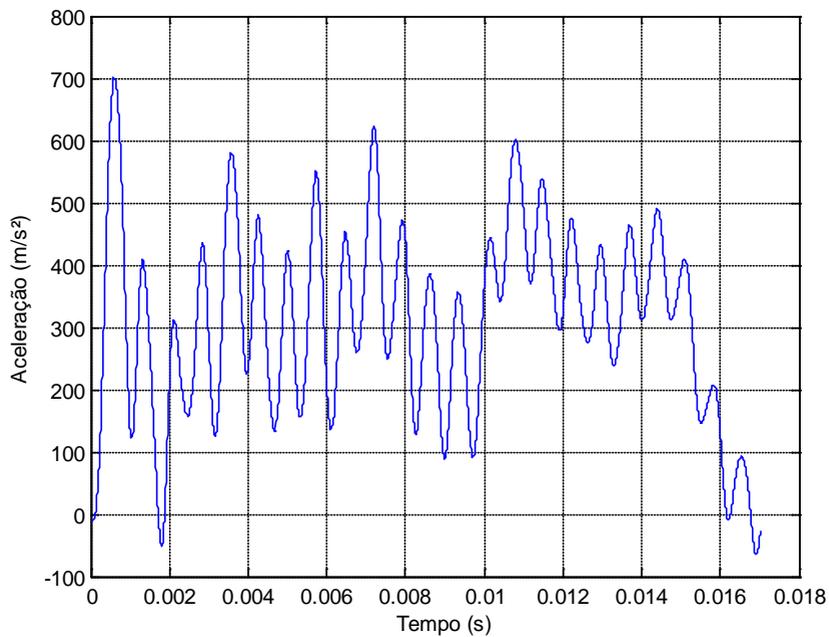


Figura 238 - Curva aceleração vs. tempo - CP 15.

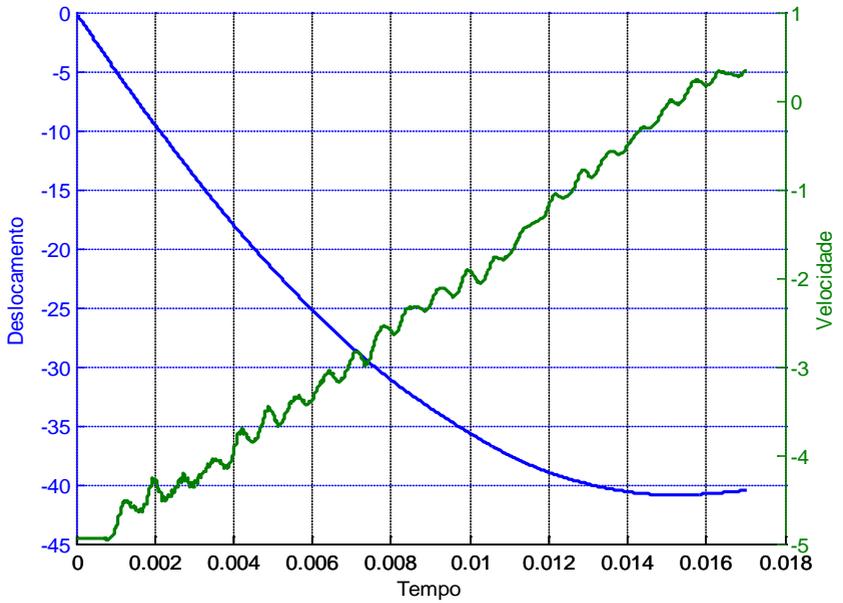


Figura 239 - Curvas deslocamento e velocidade vs. tempo - CP 15.

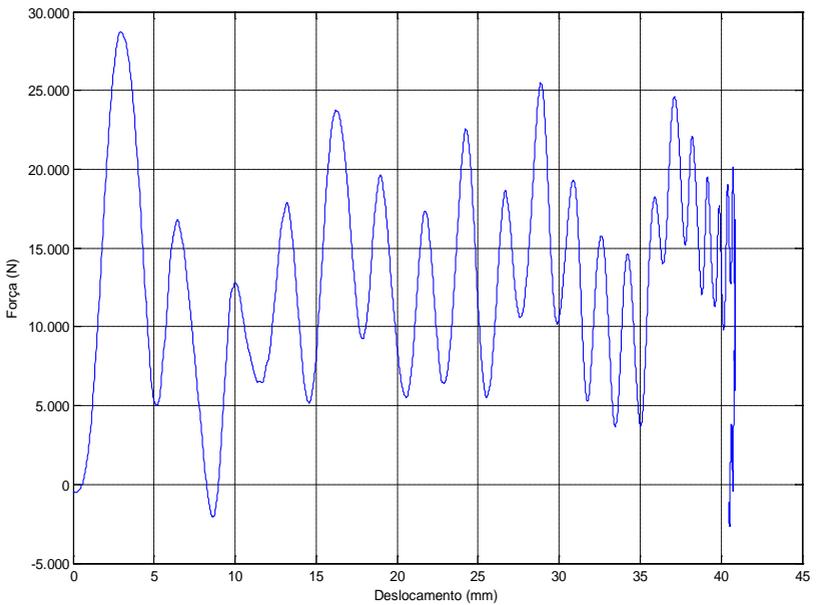


Figura 240 - Curva força vs. deslocamento - CP 15.

CP 16

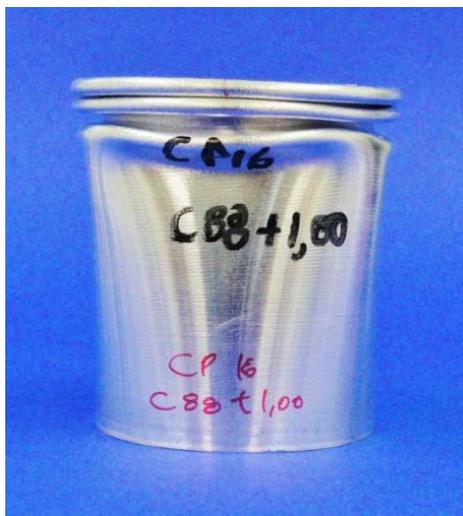


Figura 241 - CP 16 após ensaio.

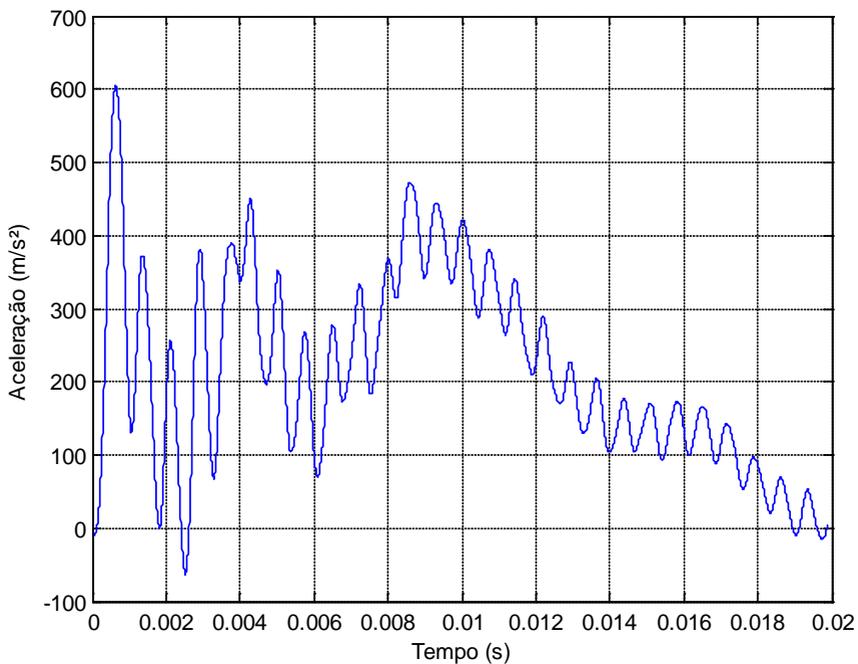


Figura 242 - Curva aceleração vs. tempo - CP 16.

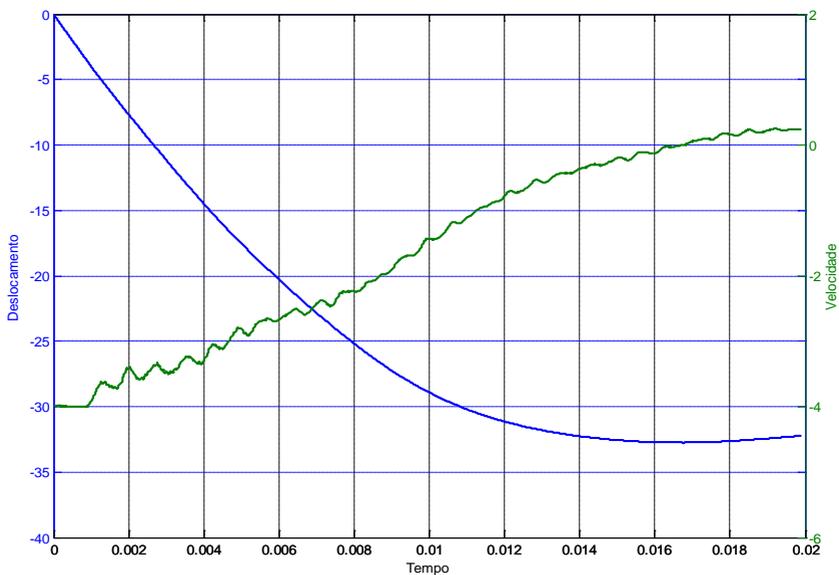


Figura 243 - Curvas deslocamento e velocidade vs. tempo - CP 16.

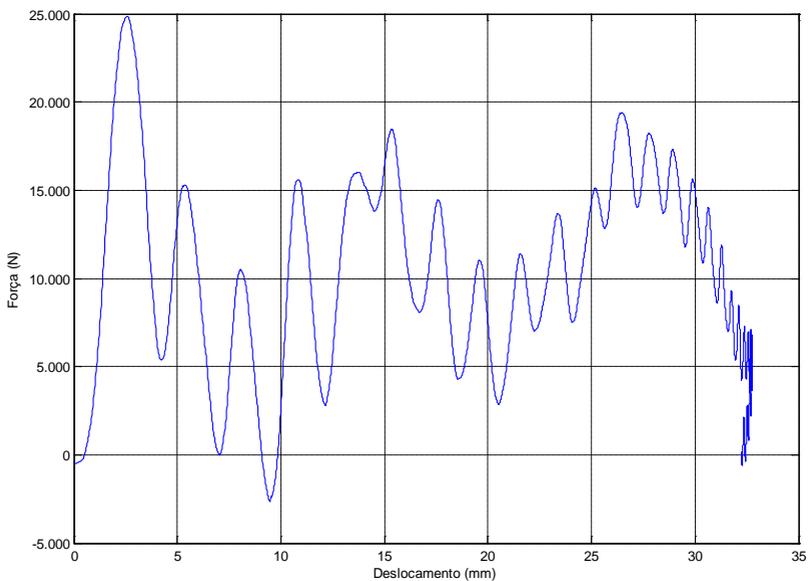


Figura 244 - Curva força vs. deslocamento - CP 16.

CP 17

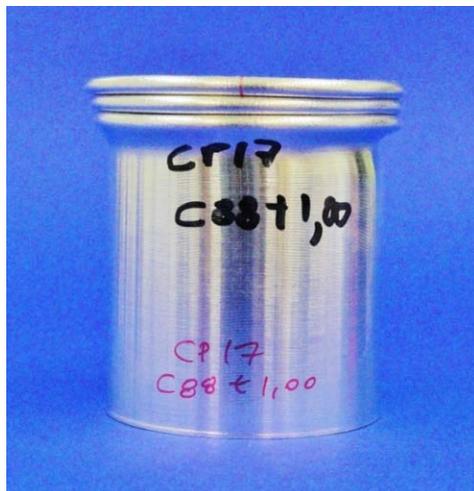


Figura 245 - CP 17 após ensaio.

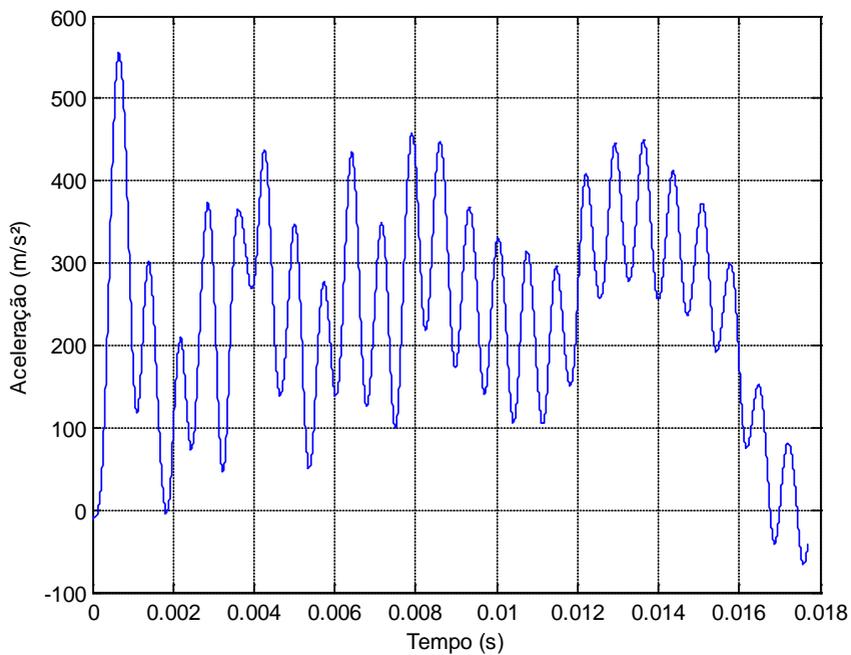


Figura 246 - Curva aceleração vs. tempo - CP 17

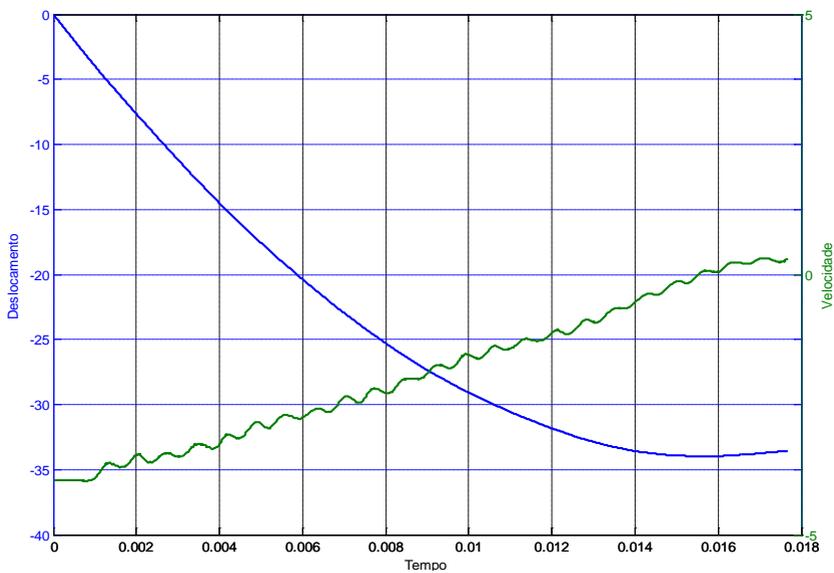


Figura 247 - Curvas deslocamento e velocidade vs. tempo - CP 17.

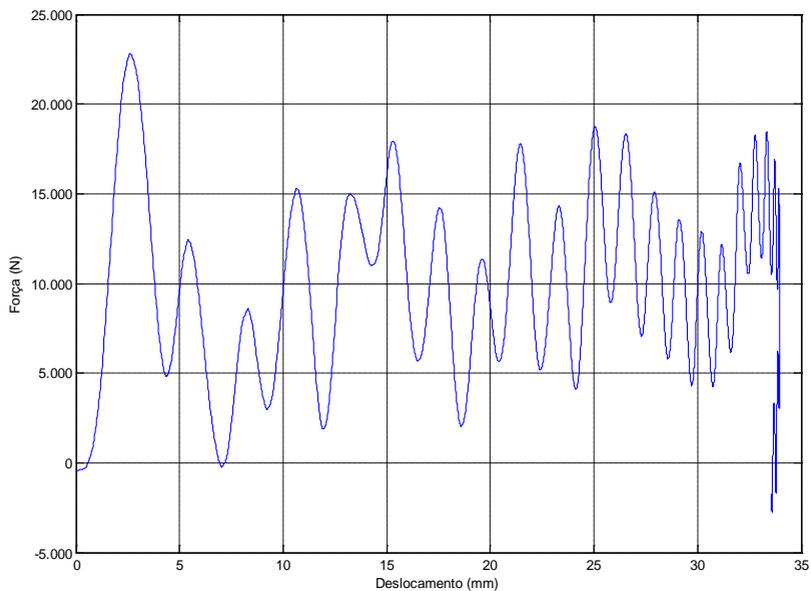


Figura 248 - Curva força vs. deslocamento - CP 17.

CP 18

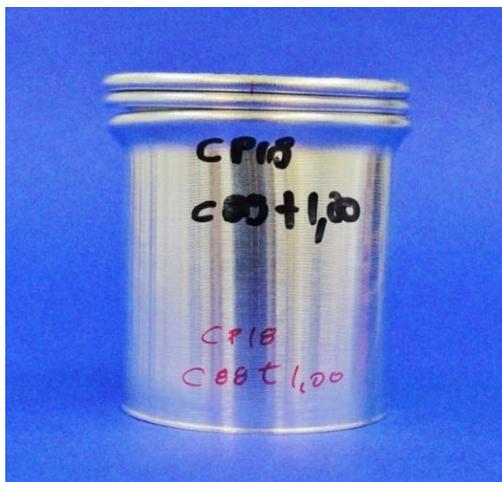


Figura 249 - CP 18 após ensaio.

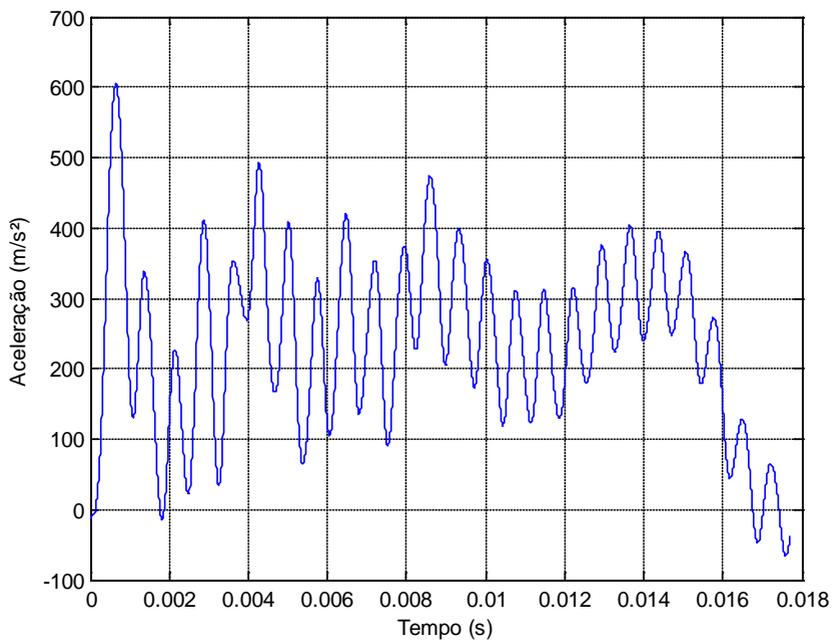


Figura 250 - Curva aceleração vs. tempo - CP 18.

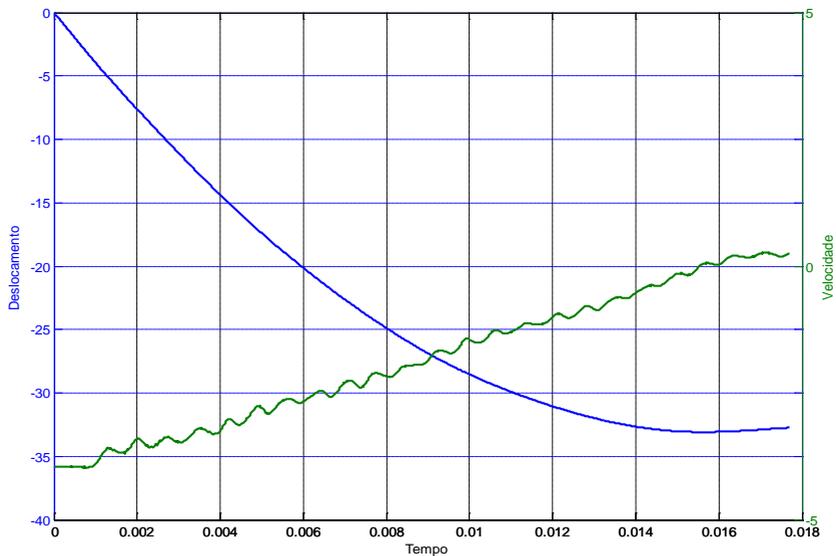


Figura 251 - Curvas deslocamento e velocidade vs. tempo - CP 18.

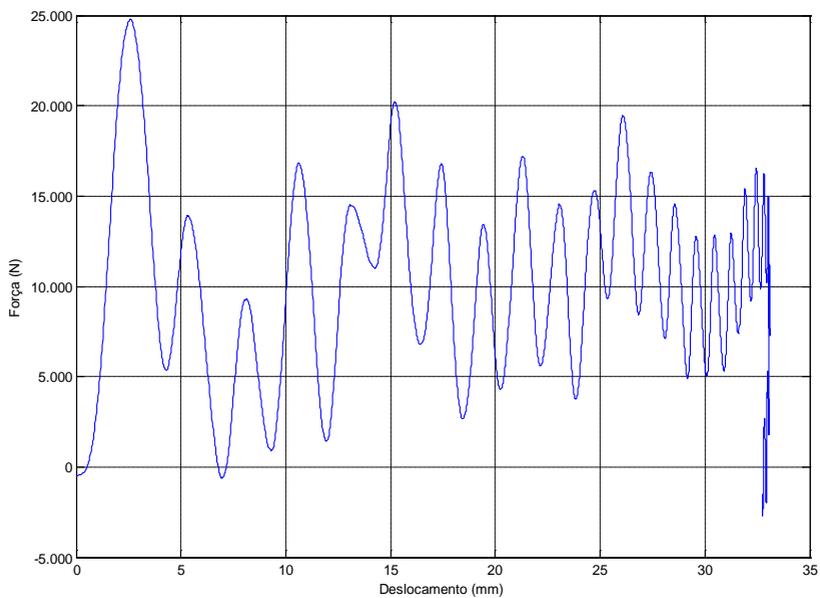


Figura 252 - Curva força vs. deslocamento - CP 18.

CP 19

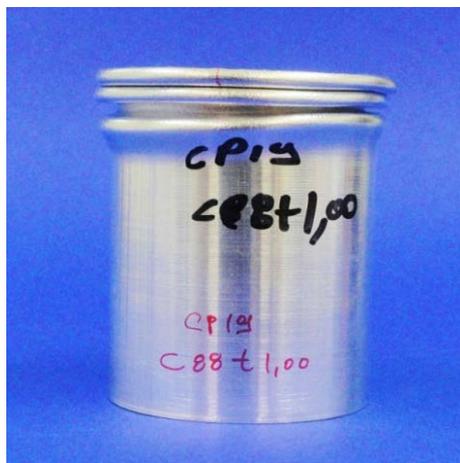


Figura 253 - CP 19 após ensaio.

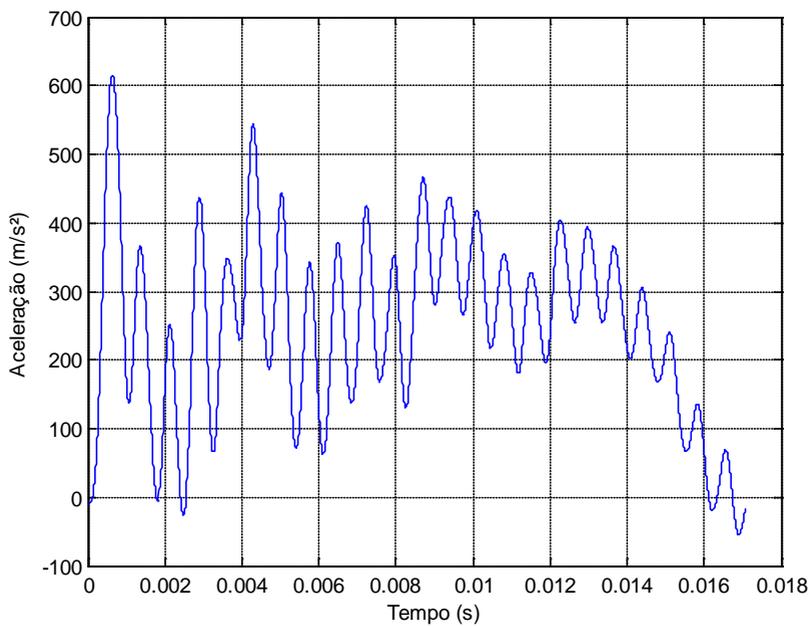


Figura 254 - Curva aceleração vs. tempo - CP 19.

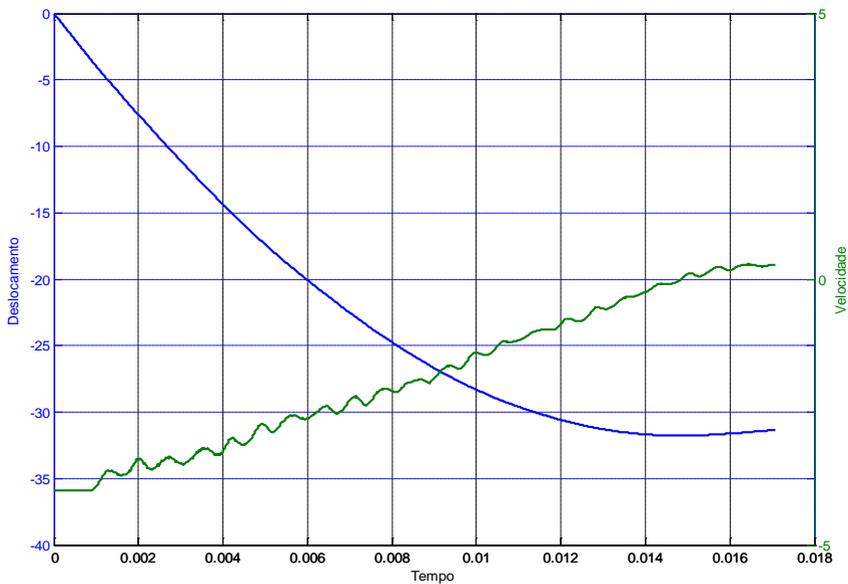


Figura 255 - Curvas deslocamento e velocidade vs. tempo - CP 19.

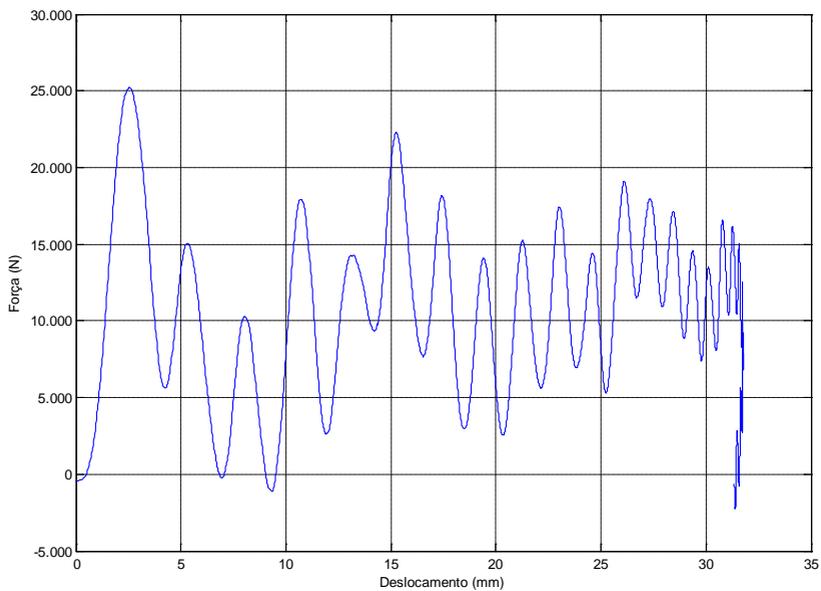


Figura 256 - Curva força vs. deslocamento - CP 19.

CP 20

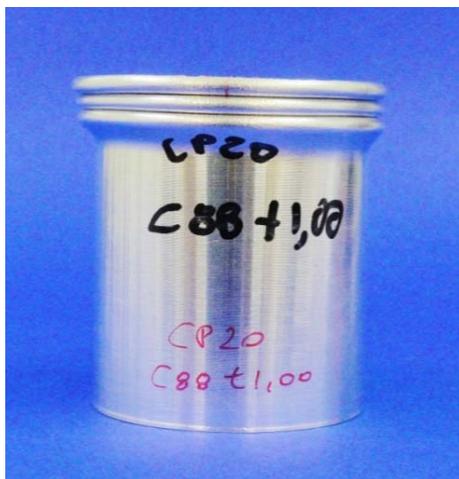


Figura 257 - CP 20 após ensaio.

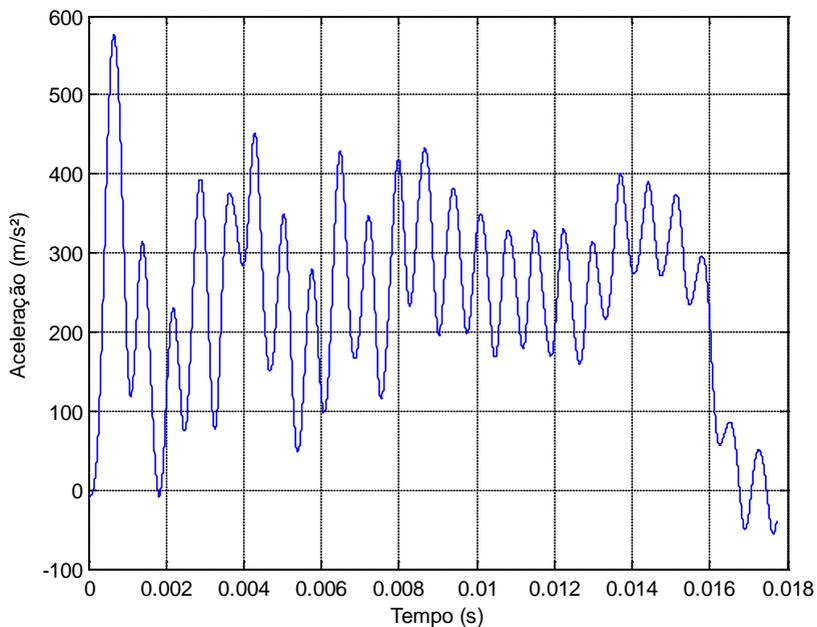


Figura 258 - Curva aceleração vs. tempo - CP 20.

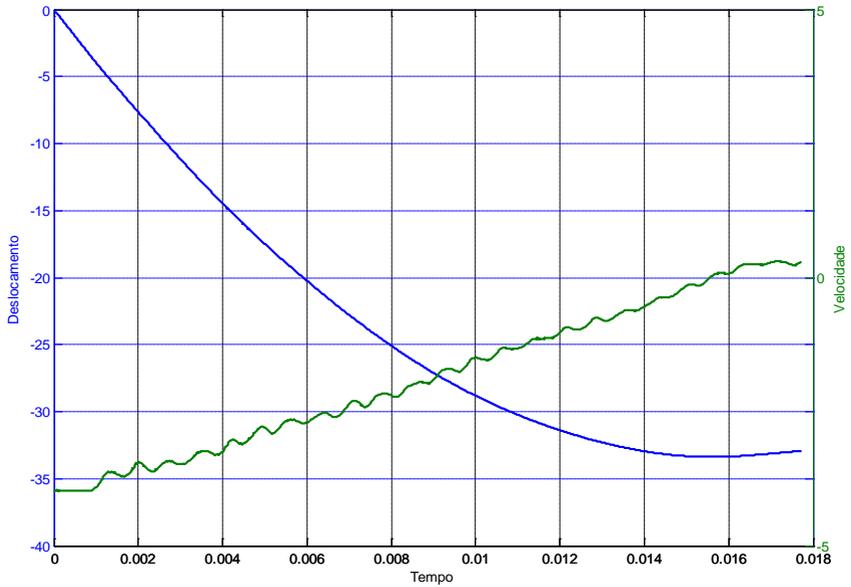


Figura 259 - Curvas deslocamento e velocidade vs. tempo - CP 20.

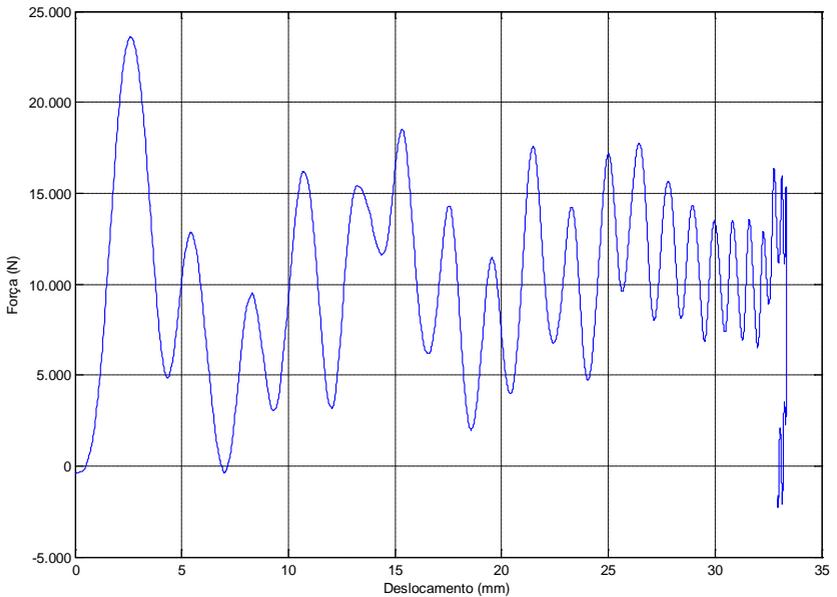


Figura 260 - Curva força vs. deslocamento - CP 20.



## APÊNDICE D

Fotos do ensaio metalográfico – tubos ensaiados sob impacto.

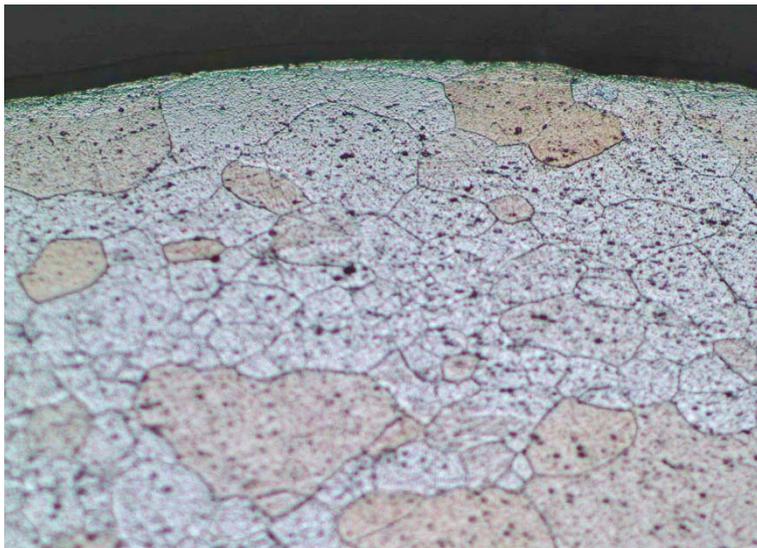


Figura 261 - Corpo de prova 13 – dobra 1 região externa.



Figura 262 - Corpo de prova 13 – dobra 1 região central.

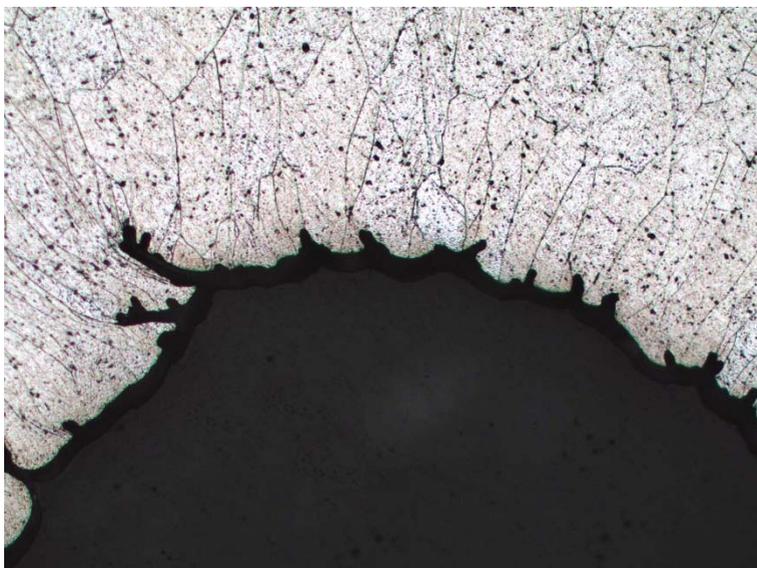


Figura 263 - Corpo de prova 13 – dobra 1 região interna.

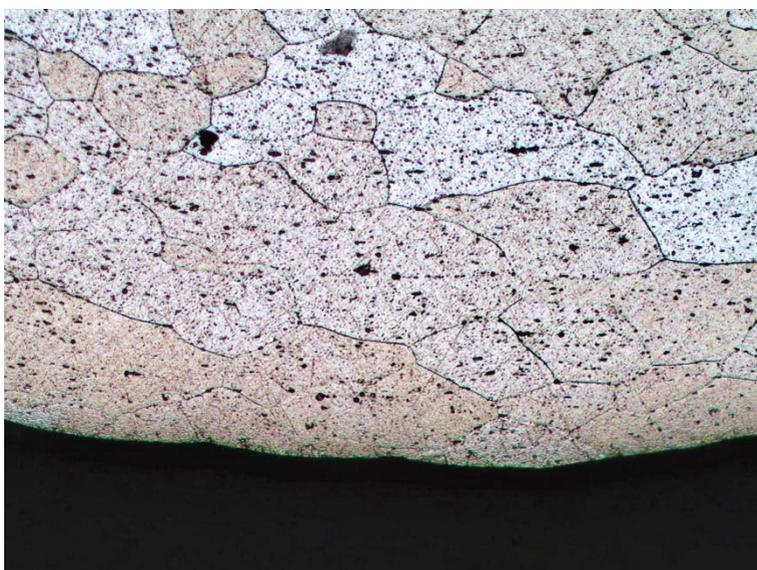


Figura 264 - Corpo de prova 13 – dobra 2 região externa.



Figura 265 - Corpo de prova 13 – dobra 2 região central.



Figura 266 - Corpo de prova 13 – dobra 2 região interna.

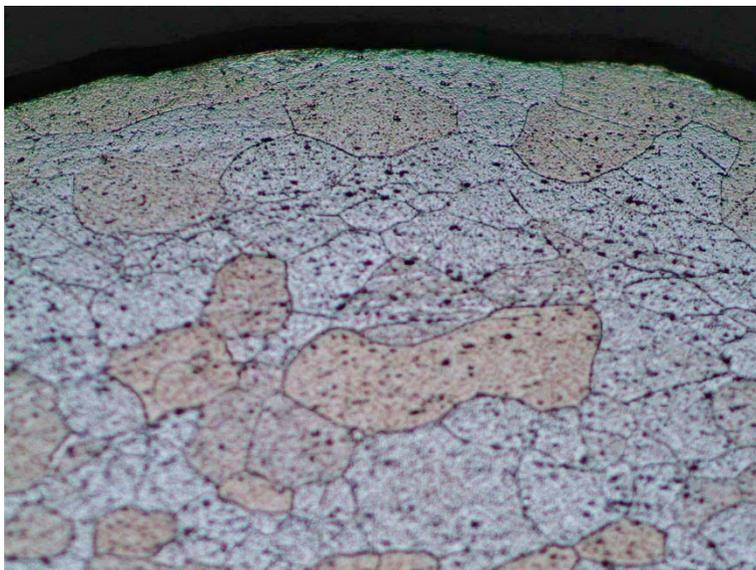


Figura 267 - Corpo de prova 13 – dobra 3 região externa.



Figura 268 - Corpo de prova 13 – dobra 3 região central.

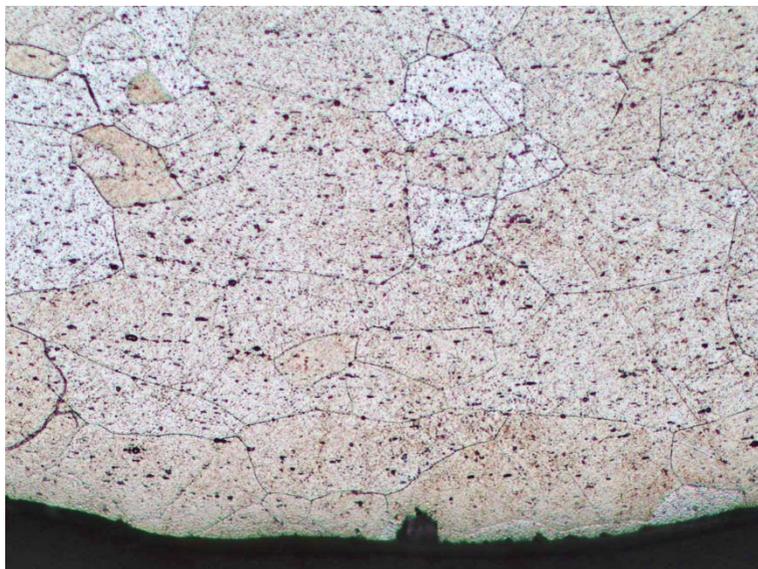


Figura 269 - Corpo de prova 13 – dobra 4 região externa.

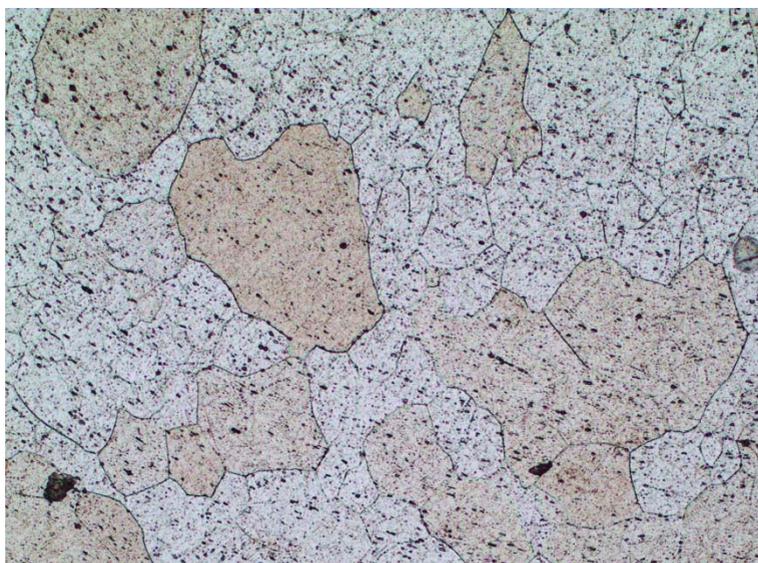


Figura 270 - Corpo de prova 13 – dobra 4 região central.



Figura 271 - Corpo de prova 13 – dobra 4 região interna.

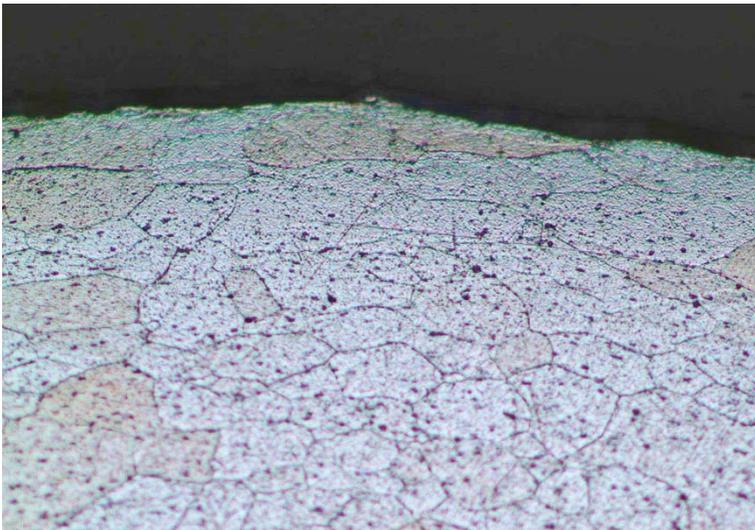


Figura 272 - Corpo de prova 13 – dobra 5 região externa.

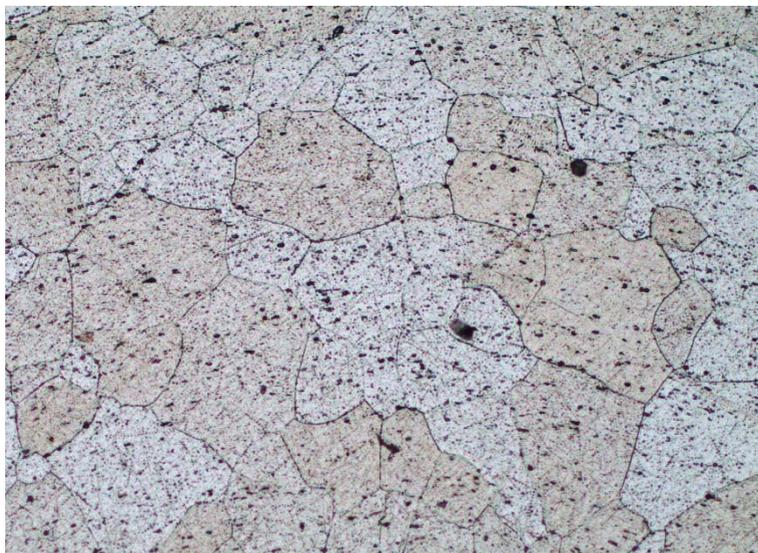


Figura 273 - Corpo de prova 13 – dobra 5 região central.

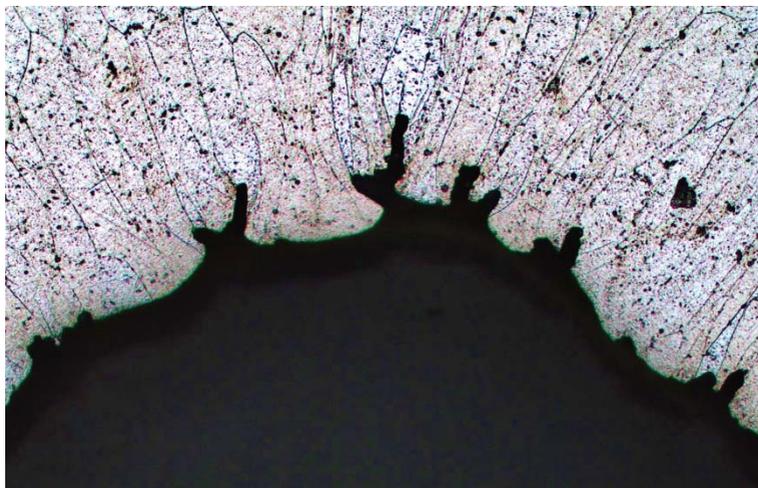


Figura 274 - Corpo de prova 13 – dobra 5 região interna.

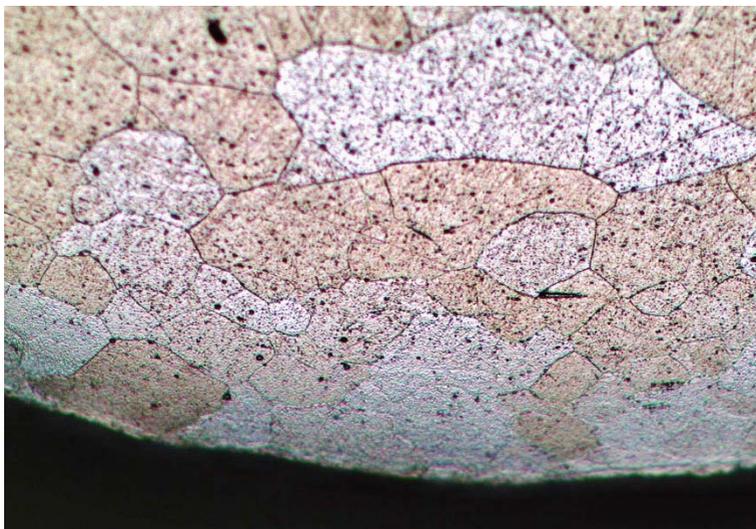


Figura 275 - Corpo de prova 20 – dobra 1 região externa.

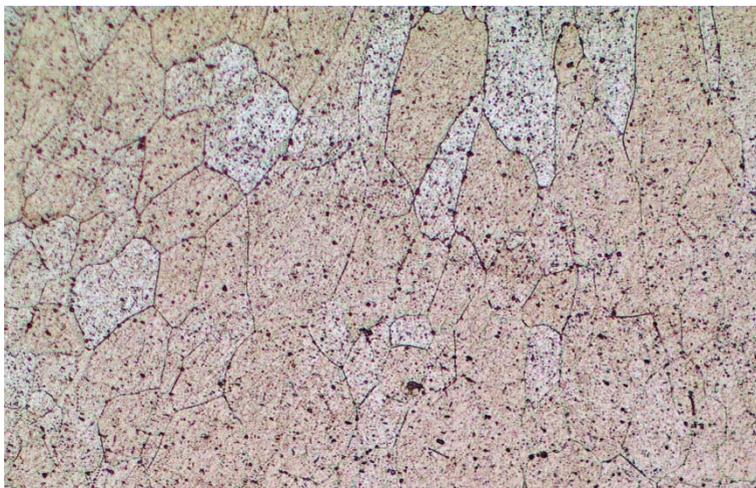


Figura 276 - Corpo de prova 20 – dobra 1 região central.



Figura 277 - Corpo de prova 20 – dobra 1 região interna.

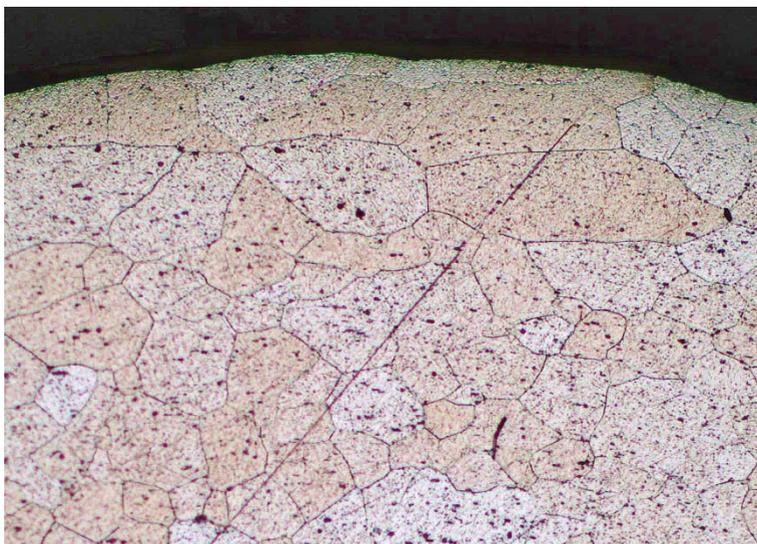


Figura 278 - Corpo de prova 20 – dobra 2 região externa.

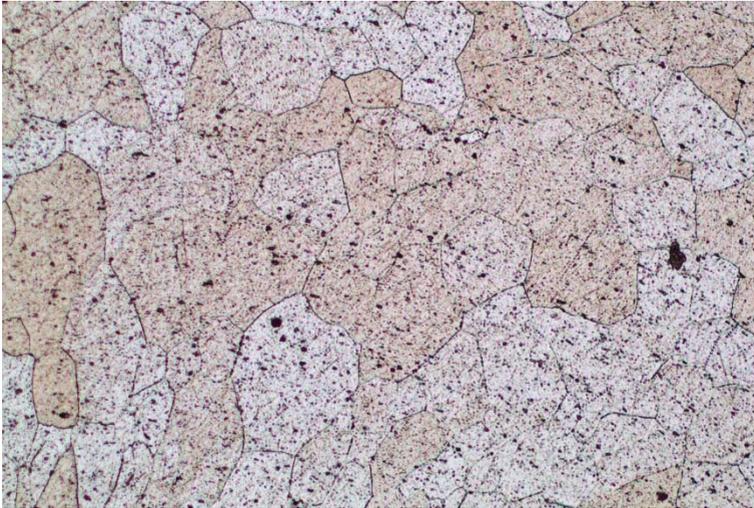


Figura 279 - Corpo de prova 20 – dobra 2 região central.

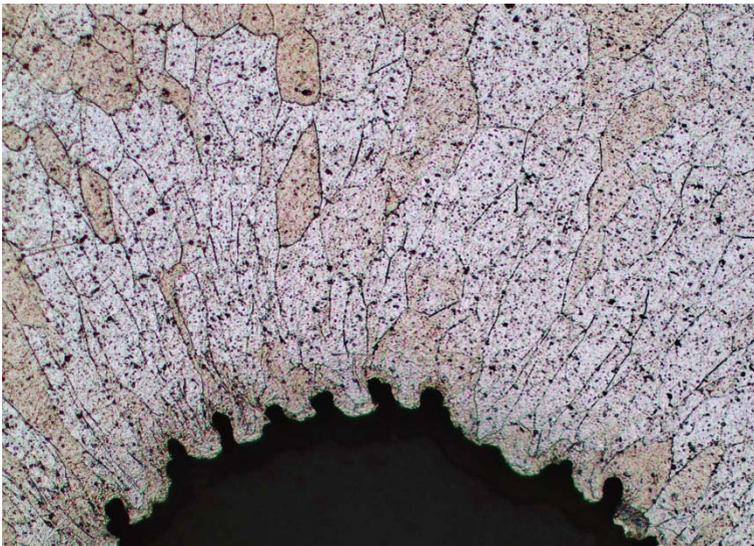


Figura 280 - Corpo de prova 20 – dobra 2 região interna.



Figura 281 - Corpo de prova 20 – dobra 3 região externa.

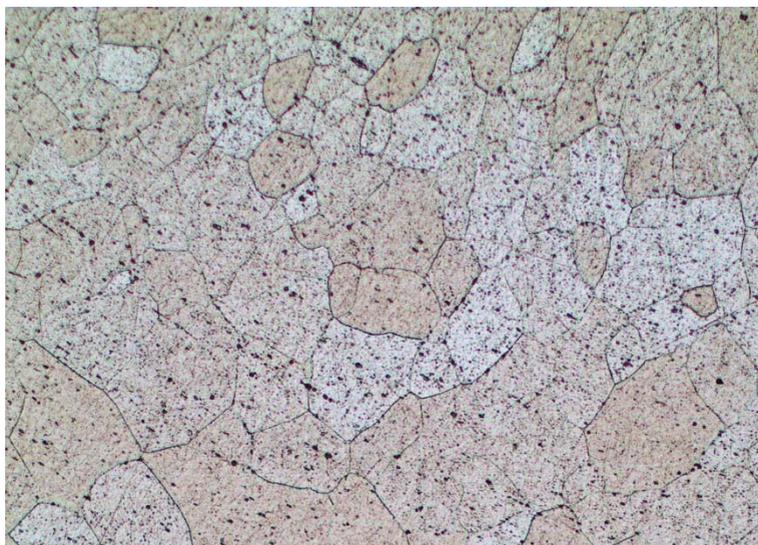


Figura 282 - Corpo de prova 20 – dobra 3 região central.

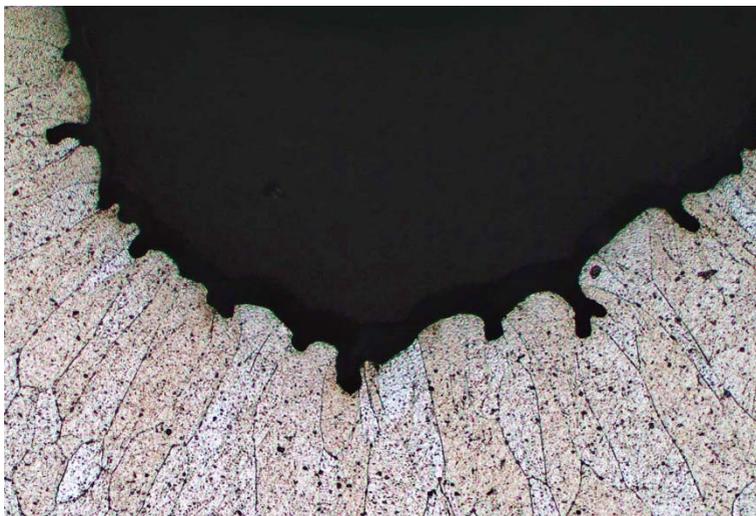


Figura 283 - Corpo de prova 20 – dobra 3 região interna.

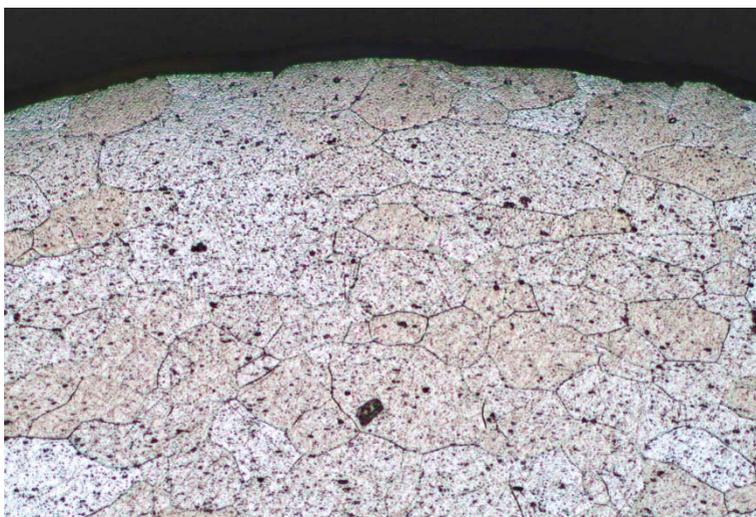


Figura 284 - Corpo de prova 20 – dobra 4 região externa.



Figura 285 - Corpo de prova 20 – dobra 4 região central.

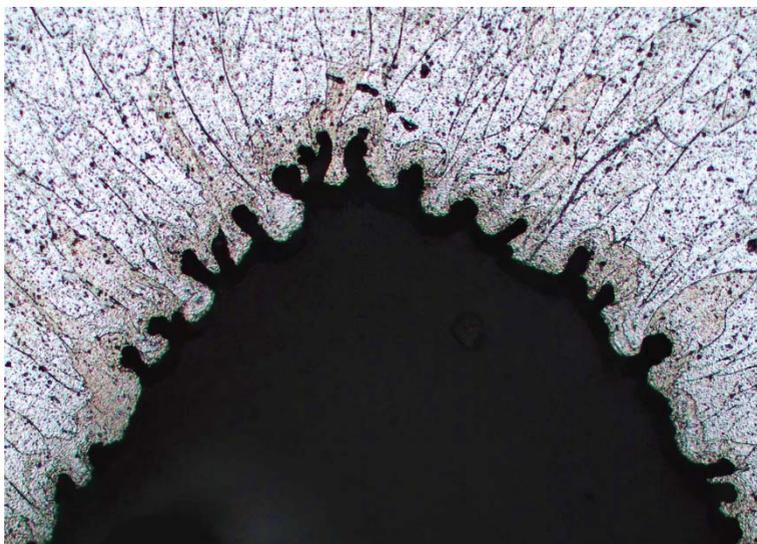


Figura 286 - Corpo de prova 20 – dobra 4 região interna.

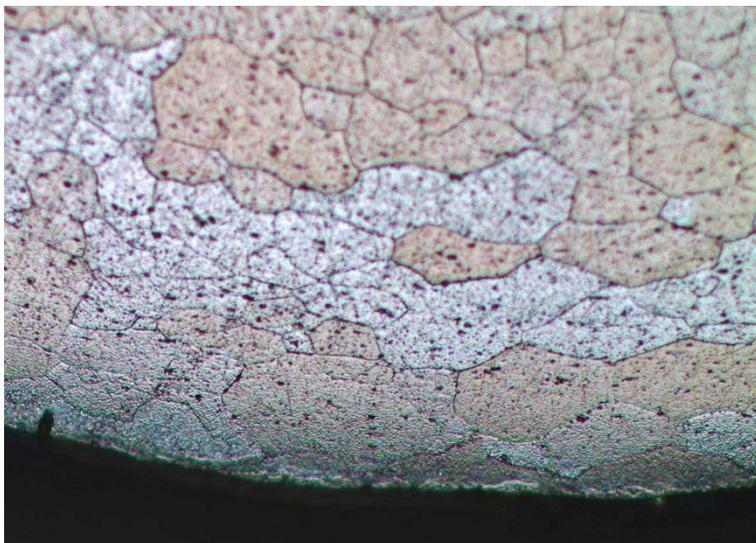


Figura 287 - Corpo de prova 20 – dobra 5 região externa.

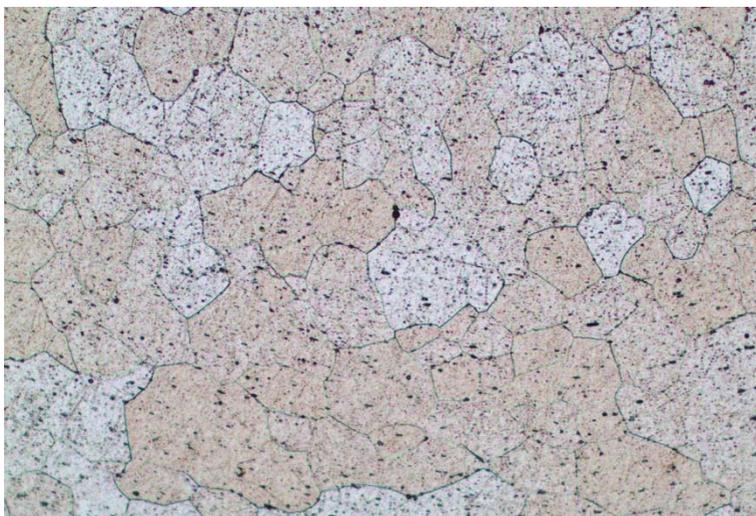


Figura 288 - Corpo de prova 20 – dobra 5 região central.



Figura 289 - Corpo de prova 20 – dobra 5 região interna.



## APÊNDICE E

### Figuras das simulações computacionais

Tubos sem iniciadores de flambagem com sensibilidade à taxa de deformação.

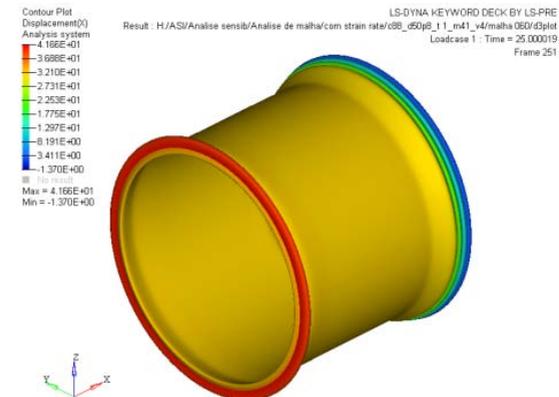


Figura 290 - C88 V4 elemento 0,60mm.

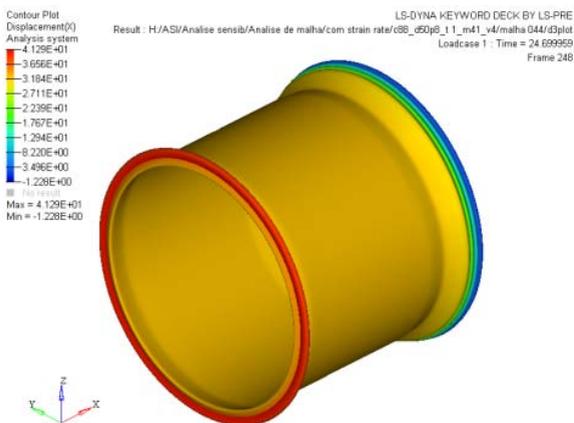


Figura 291 - C88 V4 elemento 0,44mm.

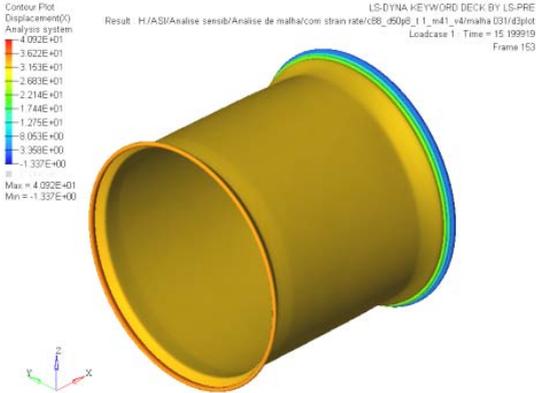


Figura 292 - C88 V4 elemento 0,31mm.

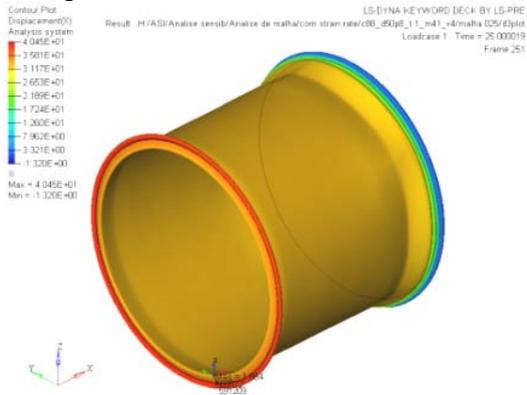


Figura 293 - C88 V4 elemento 0,25mm.

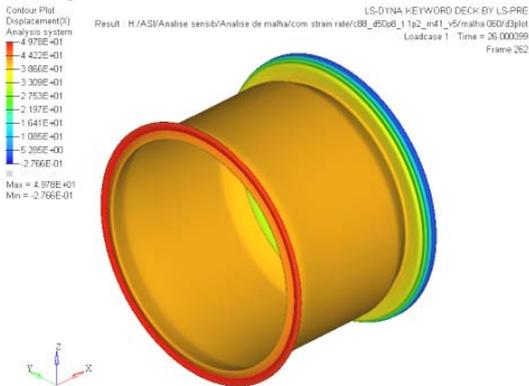


Figura 294 - C88 V5 elemento 0,60mm.

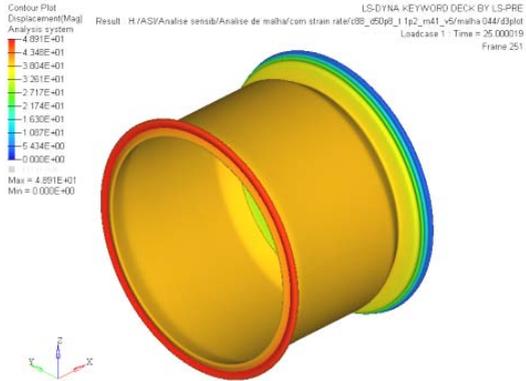


Figura 295 - C88 V5 elemento 0,44mm.

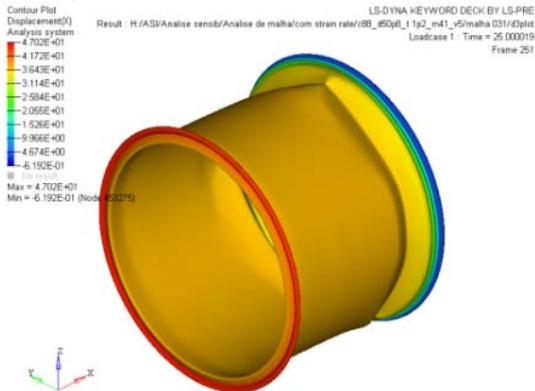


Figura 296 - C88 V5 elemento 0,31mm.

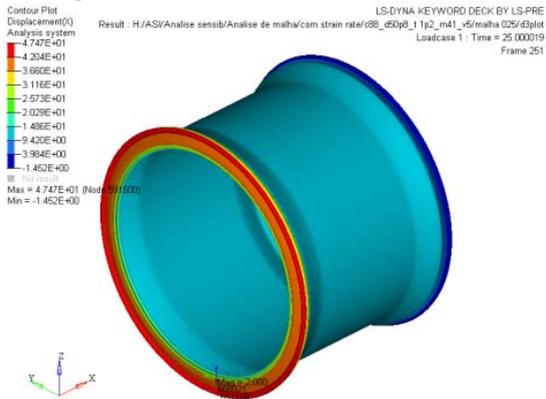


Figura 297 - C88 V5 elemento 0,25mm.

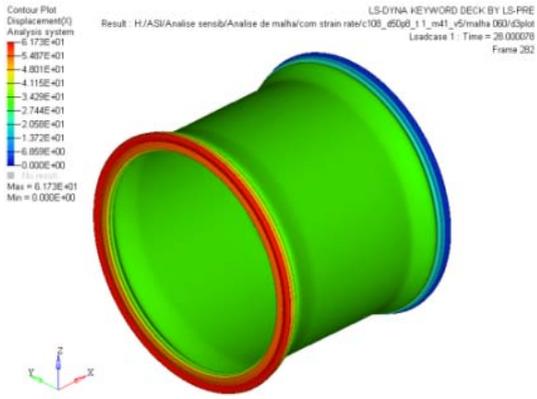


Figura 298 - C108 V5 elemento 0,60mm.

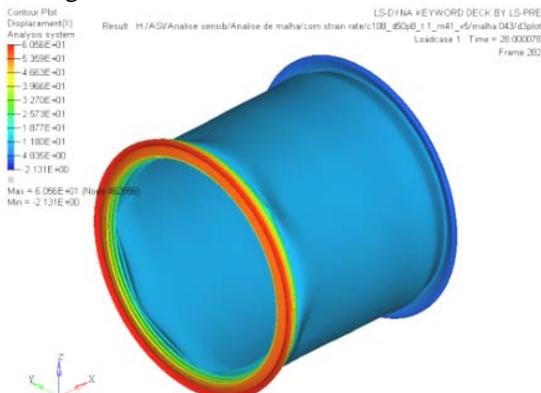


Figura 299 - C108 V5 elemento 0,43mm.

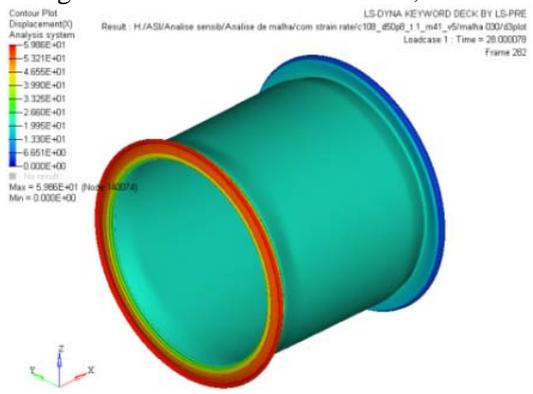


Figura 300 - C108 V5 elemento 0,30mm.

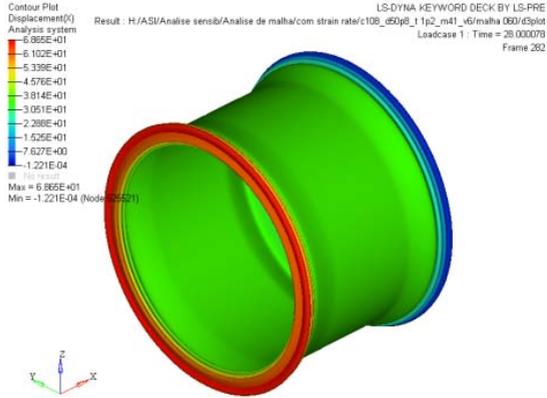


Figura 301 - C108 V6 elemento 0,60mm.

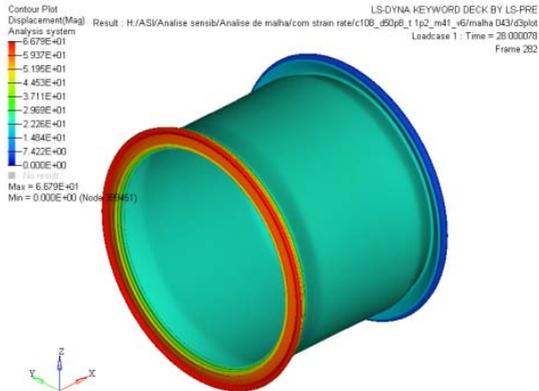


Figura 302 - C108 V6 elemento 0,43mm.

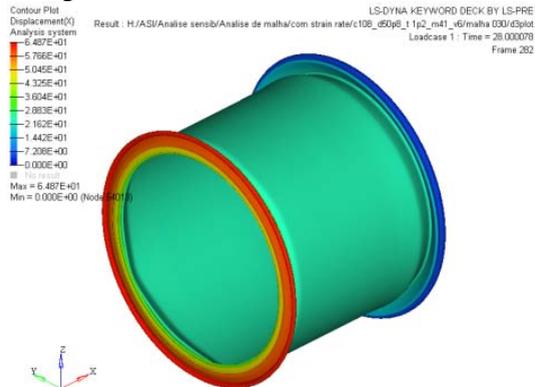


Figura 303 - C108 V6 elemento 0,30mm.

# Figuras das simulações computacionais - tubos sem iniciadores de flambagem com sensibilidade à taxa de deformação.

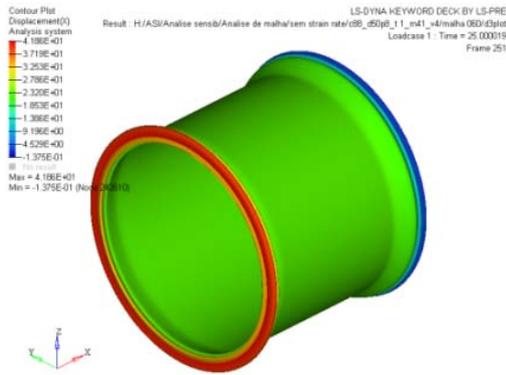


Figura 304 - C88 V4 elemento 0,60mm.

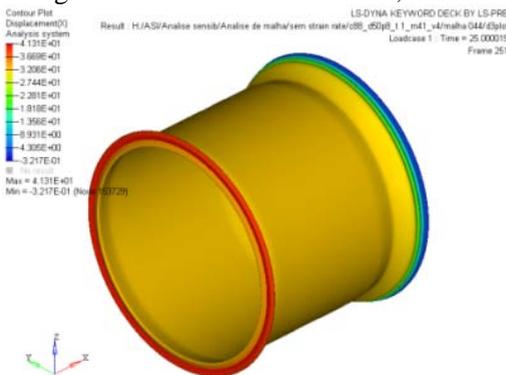


Figura 305 - C88 V4 elemento 0,44mm.

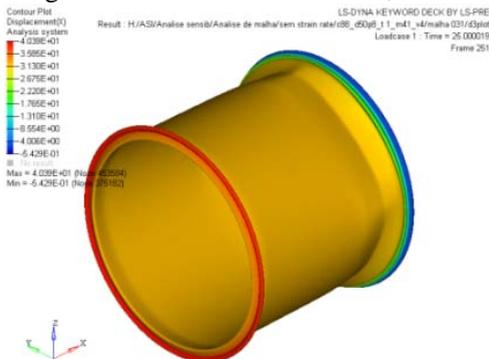


Figura 306 - C88 V4 elemento 0,31mm.

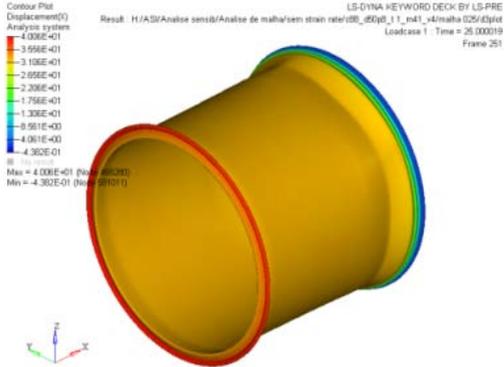


Figura 307 - C88 V4 elemento 0,25mm.

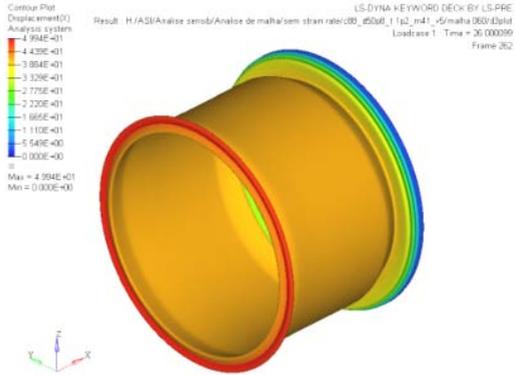


Figura 308 - C88 V5 elemento 0,60mm.

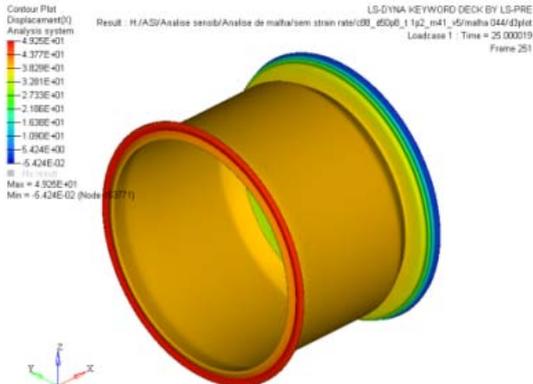


Figura 309 - C88 V5 elemento 0,44mm.

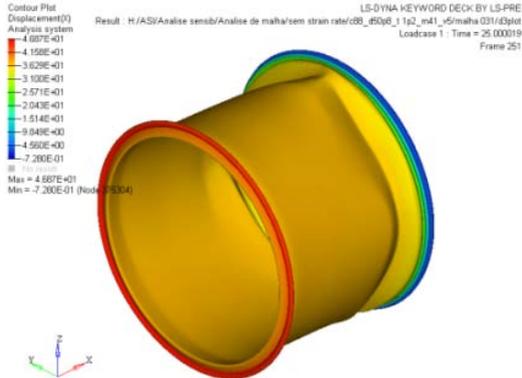


Figura 310 - C88 V5 elemento 0,31mm.

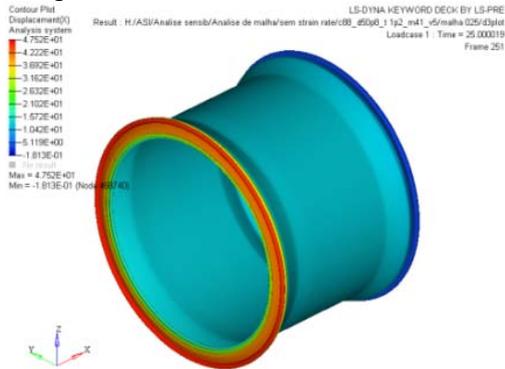


Figura 311 - C88 V5 elemento 0,25mm.

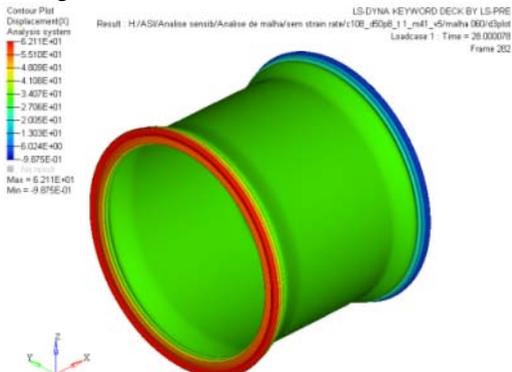


Figura 312 - C108 V5 elemento 0,60mm.

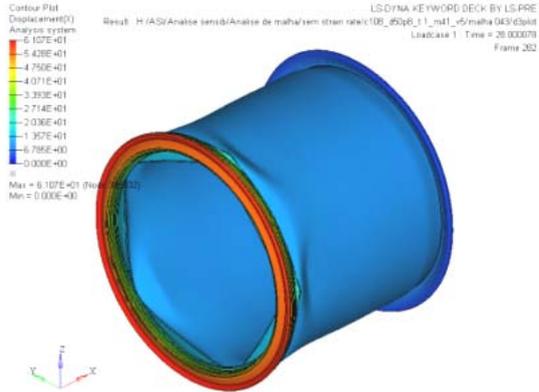


Figura 313 - C108 V5 elemento 0,43mm.

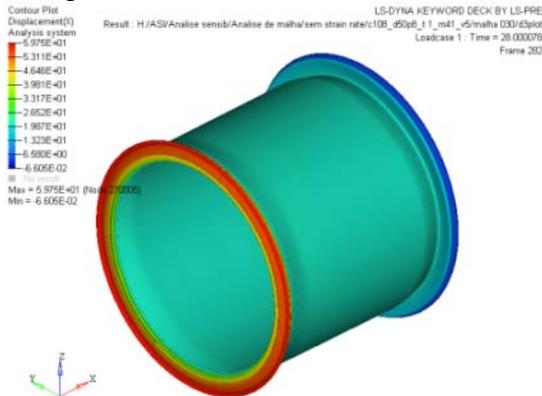


Figura 314 - C108 V5 elemento 0,30mm.

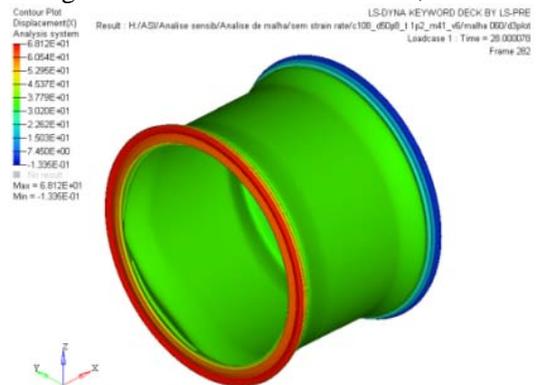


Figura 315 - C108 V6 elemento 0,60mm.

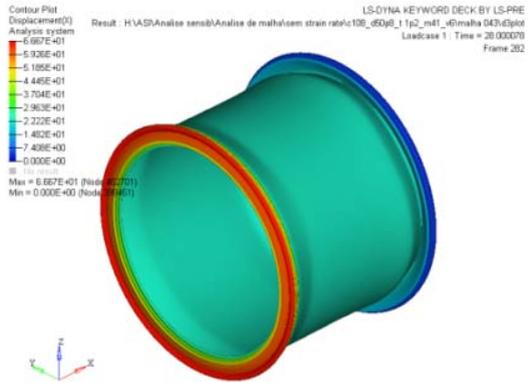


Figura 316 - C108 V6 elemento 0,43mm.

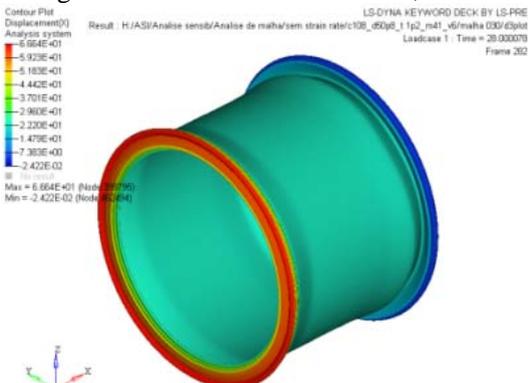


Figura 317 - C108 V6 elemento 0,30mm.

## ANEXO A

**Tabela 31 - Relação de normas automotiva nacionais e internacionais.**

| DESCRIÇÃO                               | CONTRAN/CONAMA   | ABNT  | ECE/EEC          | FMVSS/CFR       | ISO   |
|---|--|---|------------------|-----------------|---|
| Proteção dos Ocupantes - Impacto Cabeça | --   | --  | R21              | 201             | --  |
| Apoio de Cabeça                         | --   | --  | R25              | 202             | --  |
| Imp. Manequim c/ Volante de Direção     | 463/73 item 7  | 7540/82;<br>10168/87;<br>10169/87   | R12              | 203             | --  |
| Deslocamento da Coluna de Direção       | 463/73   | 7023/81   | R12; R33         | 204             | --  |
| Vidros de Segurança                     | 784/94;483/74;<br>463/73 item 8                              | 9504;9502;<br>9494;9493;<br>9497;9503;<br>9492;7334;<br>9498;9501;<br>9499;9491;<br>10758;10757;<br>12667 | R43              | 205             | DIS3536;<br>DIS3537;<br>3538;97;<br>DIS3917 |
| Fechaduras e Dobradiças                 | 463/73; 486/74   | 8358;8359   | R11              | 206             | --  |
| Assentos e suas Ancoragens              | 463/73 item 3  | 8834;8835;<br>12761   | R17              | 207             | --  |
| Segurança Passiva                       | --   | --  | R33              | 208             | --  |
| Sinalização de Trânsito                 | --   | 6972  | --               | --              | --  |
| Cintos de Segurança                     | 391/68;430/70;<br>444/71;453/72;<br>456/72;658/85;<br>720/88 | 7337; 7338  | R16              | 209             | 7862;92                                     |
| Ancoragem de Cintos de Segurança        | 658/85   | 6091;6090   | R14              | 210             | 1417;74                                     |
| Saliências Externas e Enfeites de Aros  | 461/72   | --  | R26              | 211             | --  |
| Retenção do Para-brisa                  | --   | --  | --               | 212             | --  |
| Assento Para Crianças                   | --   | --  | R44              | 213             | 13214;96;<br>DIS13215                       |
| Resistência Lateral das Portas          | --   | --  | --               | 214             | --  |
| Para-choque                             | --   | 9182;9186   | R42              | 215;Part<br>581 | --  |
| Resistência do Teto                     | --   | --  | --               | 216             | --  |
| Integridade do Sistema de Combustível   | --   | 11472   | --               | 301             | --  |
| Tanques de Combustível                  | --   | 11473;11474;<br>11475;11476;<br>11477;11479   | --               | --              | --  |
| Inflamabilidade                         | 675/86   | --  | --               | 302             | --  |
| Proteção Impacto Lateral                | --   | --  | R95;<br>96/27/EC | 314             | --  |
| Impacto Traseiro                        | --   | --  | R32              | --              | --  |



## ANEXO B

**Tabela 32 Mapa CAIS 85 de lesões resumido.**

| AIS | Cabeça/pescoço   | Face  | Tórax   | Pélvis e abdome   | Extremidades e pele óssea  | Sup. externa  |
|-----|--|---|---|---|--|---|
| 1   | Dor de cabeça ou tontura; entorse da coluna cervical sem fratura ou luxação.   | Abrasão de córnea; laceração superficial da língua; fratura de dente/avulsão ou luxação.                | Fratura única de costela; contusão esternal; entorse da coluna torácica.  | Parede abdominal; laceração superficial; hematúria.   | Contusão de cotovelo, ombro, pulso, tornozelo; fratura de dedos; entorse da articulação do quadril e membros.  | Abrasões/concussões em <25cm da face/mão e <50cm corpo; lacerações superficiais <5cm face/mão e <10% corpo; queimadura de 1º grau 100%; queimadura de 2º e 3º graus/perda de pele em <10% da superfície corpórea total. |
| 2   | Inconsciência por até 1h; fratura linear.  | Fratura de malar, órbita, corpo ou mandíbula sucondilar; laceração de esclera/córnea; fratura LEFORT I. | Fratura de 2 a 3 costelas; fratura do esterno; luxação/fratura do processo espinhoso da coluna torácica; compressão leve fratura da coluna torácica.  | Laceração ou contusão leve do baço, rins ou fígado; luxação ou fratura do processo espinhoso da coluna vertebral lombar; compressão leve; lesão das raízes nervosas; fratura da coluna vertebral lombar (<20%). | Fratura única de tíbia, pelvis ou patela; luxação de membros; Laceração importante de músculo/tendão   | Abrasões/concussões em >25cm da face/mão e >50cm corpo; lacerações superficiais >5cm face/mão e >10% corpo; queimadura de 2º e 3º graus/perda de pele entre 10 -19% da superfície corpórea total.                       |
| 3   | Inconsciência por até 6h com déficit neurológico; fratura deprimida; contusão cerebral; ruptura da íntima/trombose da A. carótida. | Laceração de nervo óptico; fratura LEFORT II.   | Fratura de 4 ou mais costelas; fratura de 2 a 3 costelas com hemotórax ou pneumotórax; contusão de medula espinhal com sinais neurológicos transitórios; ruptura de diafragma; queimadura leve por inalação; luxação/fratura de lâmina do corpo, pedículo da coluna torácica. | Grande laceração do baço ou rins; contusão de medula espinhal com sinais neurológicos transitórios; laceração superf. Do duodeno/cólon/reto; perfuração de jejuno/íleo/mesentério/bexiga/ureter/uretra.         | Deslocamento de joelho; fratura de fêmur; amputação abaixo do joelho ou membro superior; ruptura de ligamento do joelho; laceração do nervo ciático. | Queimadura de 2º e 3º graus/perda de pele entre 20-29% da superfície corpórea total.  |

| AIS | Cabeça/pescoço   | Face                | Tórax   | Pélvis e abdome   | Extremidades e pelve óssea   | Sup. externa   |
|-----|--|---------------------|---|---|--|--|
| 4   | Inconsciência por até 6h com déficit neurológico; inconsciência 6-24h fratura do crânio com afundamento > 2cm; esmagamento ou compressão de laringe.                     | Fratura LEFORT III. | Contusão pulmonar multilobar ou laceração; h' p' mediastino; h' p' tórax bilateral; tórax instável; contusão de miocárdio; p' tórax hipertensivo; h' tórax > 1000cc; fratura da traquéia; fratura da íntima da aorta; síndrome medular incompleta.  | Perfuração de estômago/duodeno/cólon/reto; perfuração com perda tissular do estômago/bexiga/intestino delgado/ureter/uretra; laceração importante de fígado; síndrome medular incompleta. | Fratura pélvica por compressão ou esmagamento; amputação traumática acima do joelho/lesão por esmagamento; laceração importante da A. femoral ou braquial. | Queimadura de 2º e 3º graus/perda de pele entre 30-39% da superfície corpórea total. |
| 5   | Inconsciência com movimento inapropriado; inconsciência > 24h; lesão do tronco cerebral; hematoma intracraniano > 100cc; lesão completa da medula cervical C4 ou abaixo. | Sem dados.          | Laceração importante da aorta; laceração cardíaca; ruptura de brônquios/traquéia; tórax instável/queimadura por inalação, requerendo ventilação mecânica; separação laringotraqueal; laceração pulmonar multilobar com p' tórax hipertensivo, h' p' mediastino ou h' tórax > 1000cc; laceração de medula espinhal, ou lesão completa de medula. | Laceração importante com perda tissular ou contaminação total de duodeno/cólon/reto; ruptura complexa de fígado/baço/rim/pâncreas; lesão completa da medula espinhal.                     | Fratura pélvica exposta por compressão ou esmagamento (aumentar I AIS para essas fraturas se forem expostas).  | Queimadura de 2º e 3º graus/perda de pele entre 40-89% da superfície corpórea total. |
| 6   | Fratura por esmagamento, laceração do tronco cerebral; decaptação; esmagamento de medula espinhal/laceração ou secção total com ou sem fratura de C3 ou acima            | Sem dados           | Secção total da aorta; esmagamento maciço do tórax  | Secção de tronco  | Sem dados  | Queimadura de 2º e 3º graus/perda de pele > 90% da superfície corpórea total         |

## ANEXO C

### Testes realizados por institutos independentes e/ou governamentais de segurança

Nas figuras a seguir, são apresentados os testes oficiais realizados por cada programa.

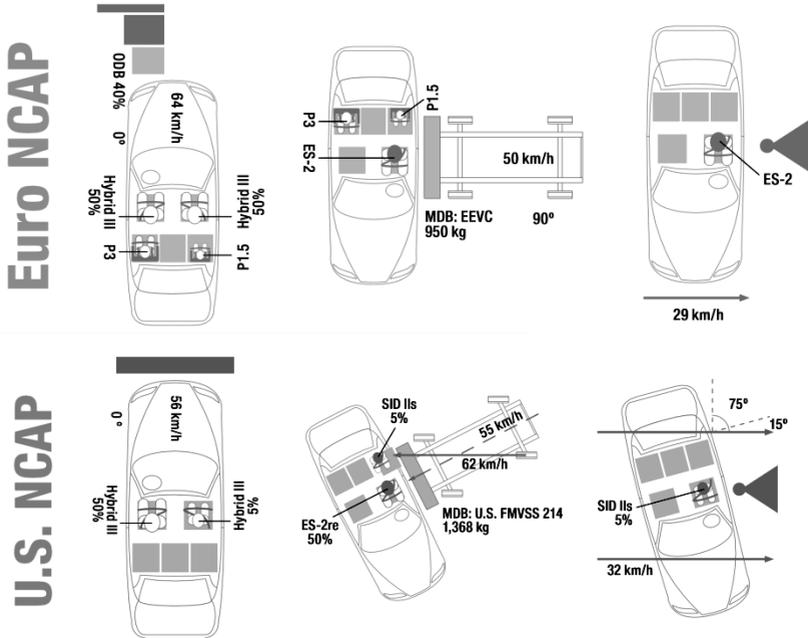


Figura 318 - Esquema de testes de segurança automotiva.

# JNCAP

# Latin NCAP

# IIHS

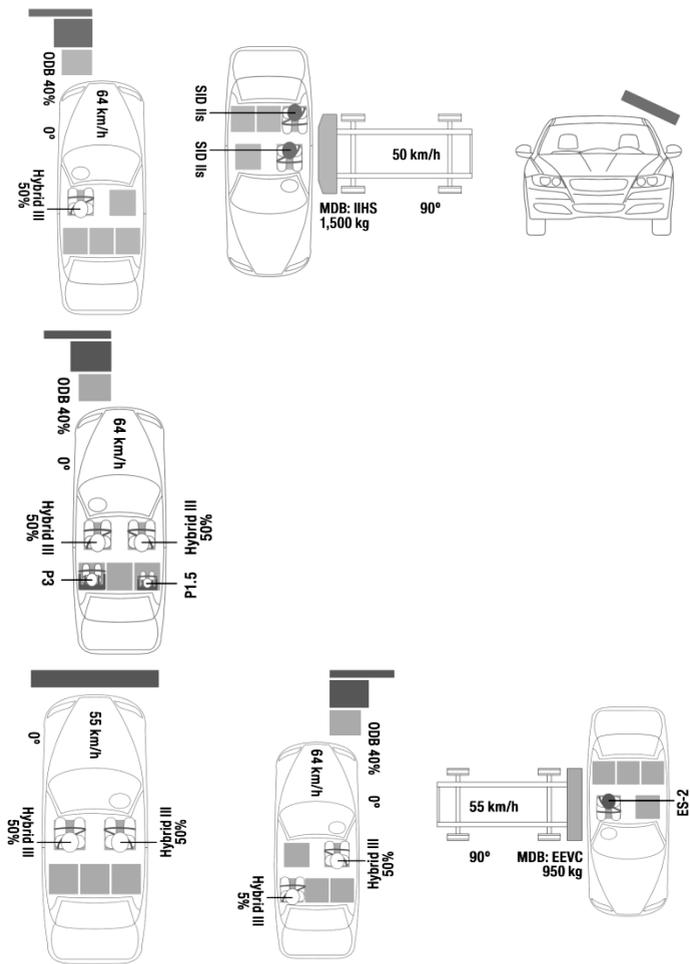
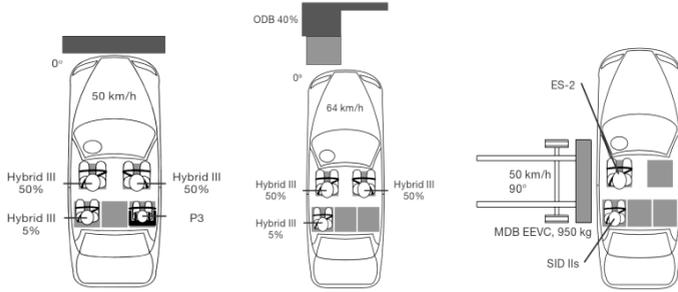
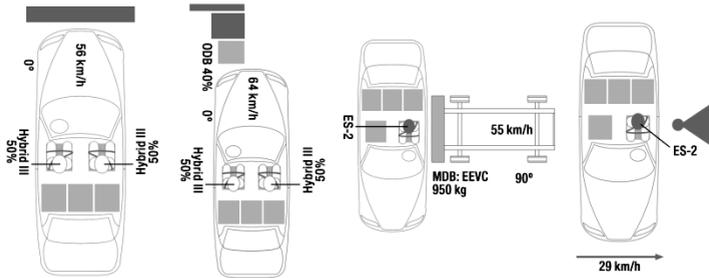


Figura 319 - Esquema de testes de segurança automotiva.

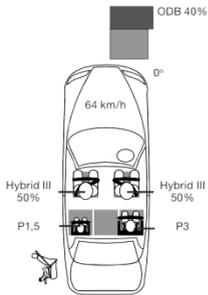
# C-NCAP



# KNCAP



# ASEAN NCAP



# ANCAP

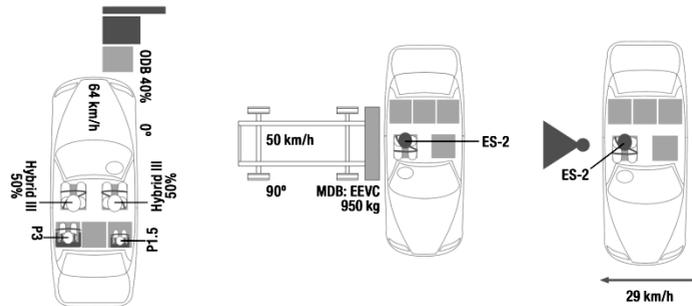


Figura 320 - Esquema de testes de segurança automotiva.



## ANEXO D

### ***Sled tests - Equipamentos existentes no mercado***

Há recentemente no mercado alguns equipamentos que satisfazem as necessidades das montadoras e indústrias de autopeças para o desenvolvimento de seus produtos. São equipamentos caros, porém, capazes de fornecerem ótimos resultados. Os principais fabricantes são: a *Via Systems*, a *MTS* e *HYGE*. A linha de soluções da *Via Systems* para impactos dinâmicos é chamada de *HITS (Horizontal Impact Test Sleds)*, conforme ilustrado pela Figura 321. A aplicação em testes de segurança veicular é vasta e atende as especificações das normas ECE R- 16, R-17, R-44 e FMVSS 213, 208 e 202.



Figura 321 - Esquema do equipamento da *Via System*.

A carga ou sistema a ser ensaiado é montado em um tremó, e este é guiado por meio de trilhos e impulsionado por um motor pneumático. O impacto ocorre em um absorvedor de energia hidráulico, a desaceleração é obtida forçando o fluido do sistema em uma série de orifícios calibrados para resultar na curva de desaceleração desejada. Um *software* é utilizado para obter a configuração dos orifícios de acordo com o pulso de crash.

O sistema de produção e formado por um par de pistões pneumáticos, os cilindros passam por baixo de todo o comprimento dos trilhos, sendo que o pistão puxa o tremó por meio de um cabo de aço até a zona de impacto. Para fornecer a pressão adequada ao teste, tanques de ar comprimido são usados como acumuladores. A pressão adequada para impulsionar o conjunto (considerando a massa, velocidade desejada e atrito) é calculada por um *software*. Assim que a pressão é atingida o disparo é liberado e o ar comprimido atua nos pistões, ao final do teste o sistema de controle libera qualquer pressão residual.

Os dados de operação dos modelos de *HITS* estão compilados na Tabela 33.

Tabela 33 - Dados de operação da linha *Via Systems*.

| Modelo | Aplicação                                  | Carga máx. | Velocidade máx | Comprimento |
|--------|--|------------|----------------|-------------|
|        |  | (kg)       | (m/s)          | (m)         |
| 702    | Solicitação dinâmica de estruturas         | 227        | 13,4           | 9,1         |
| 703    | Solicitação dinâmica de estruturas         | 454        | 15,6           | 18,3        |
| 704    | Sistemas de retenção automotivo            | 1134       | 15,6           | 30,5        |
| 704A   | Sistemas de retenção automotivo            | 907        | 22,4           | 30,5        |
| 713    | Sistemas de retenção automotivo            | 680        | 15,6           | 30,5        |
| 722    | Estruturas/Sistemas de retenção            | 794        | 22,4           | 21,3        |
| 858    | Sistemas de retenção aeroespacial          | 1361       | 24,6           | 30,5        |
| 865    | Sistemas de retenção de veículos pesados   | 1701       | 15,6           | 36,6        |
| 885    | Cadeiras de criança e sistemas de retenção | 454        | 15,2           | 30,5        |
| 885A   | Cadeiras de criança e sistemas de retenção | 454        | 13,4           | 30,5        |
| 913    | Sistemas de retenção automotivo            | 1134       | 15,6           | 30,5        |
| 922    | Estruturas/Sistemas de retenção            | 794        | 22,4           | 30,5        |

Outro fabricante de simuladores de *crash test* e a *MTS Systems*, se princípio de funcionamento e inverso, ou seja, o conjunto a ser ensaiado e acelerado no sentido inverso ao invés de ser desacelerado.

Para tal, o equipamento conta com um sistema de aceleração atuado através de uma válvula de gatilho de resposta rápida. A válvula libera fluido em alta pressão para a câmara de aceleração do atuador.

Uma vantagem dos sistemas que "aceleram" ao invés de desacelerar é a de eliminaras variações de posição dos manequins no momento do impacto, pois partem do repouso. Já nos sistemas que desaceleram, podem ocorrer solavancos e movimentos transversais que deslocam os componentes da posição desejada enquanto estes são levados à velocidade de impacto. A empresa *HYGE* também fabrica simuladores de *crash test*, seu principio de funcionamento é semelhante ao da *MTS*, onde o trenó é acelerado no sentido contrário.

Os dados de operação dos Modelos da *HYGE* estão resumidos na tabela 34.

Tabela 34 - Dados de operação da linha *HYGE*.

| Modelo       | Carga máx.<br>(kg) | Força máx.<br>(kN) | Aceleração máx.<br>(g) | Velocidade máx.<br>(m/s) |
|--------------|--------------------|--------------------|------------------------|--------------------------|
| 6-inch HYGE  | 68-272             | 178                | 64                     | 24,6 - 15,2              |
| 12-inch HYGE | 544-2267           | 1000               | 50                     | 29,5 - 20,6              |
| 24-inch HYGE | 544-4536           | 4448               | 98                     | 49,2 - 31,7              |