

ANDRÉ TAKASHI MATSUMOTO

**ESTUDO DO DESEMPENHO DE REFORÇOS POLIMÉRICOS EM
ESTRUTURAS VEICULARES SUBMETIDAS A IMPACTO**

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

Área de Concentração: Engenharia Mecânica

Orientadora: Prof. Dra. Larissa Driemeier

São Paulo
2010

Livros Grátis

<http://www.livrosgratis.com.br>

Milhares de livros grátis para download.

ANDRÉ TAKASHI MATSUMOTO

**ESTUDO DO DESEMPENHO DE REFORÇOS POLIMÉRICOS EM
ESTRUTURAS VEICULARES SUBMETIDAS A IMPACTO**

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

São Paulo
2010

RESUMO

O objetivo deste trabalho é mostrar a aplicação de reforços estruturais pré-moldados utilizando o material polimérico PA66 através de simulações em elementos finitos na área de segurança veicular. Os reforços estruturais pré-moldados têm mostrado bom desempenho em testes de impacto, onde a grande vantagem está em seu reduzido peso. Estes reforços são projetados com o intuito de aumentar a rigidez das regiões que estão sujeitas a grandes deformações, estabilizando as seções do veículo que trabalham como caminho de carga durante o impacto. Inicialmente, foram executados testes estáticos e dinâmicos para caracterizar o material PA66, que foi utilizado nas simulações. Os casos de impacto estudados foram aqueles que serão adotados pelo CONTRAN em 2012 e já são adotados por outras normas de grande importância para a segurança do ocupante, como a ECE-R94, ECE-R12, ECE-R95, ECE-R32/34 e a FMVSS216. As simulações executadas no software LS-Dyna[®] e MADYMO[®] com a aplicação do reforço mostraram, no caso do impacto frontal na configuração ODB a 57km/h, uma redução de 70% na deformação da coluna A, bem como uma redução de 65% na deformação da coluna de direção e uma redução de, aproximadamente, 59% na região das pernas e pés do ocupante. O nível de lesões do ocupante pôde ser avaliado através do software MADYMO[®], e foi possível verificar uma redução de 23,5% na compressão do peito, 80% de compressão na tíbia, o que levaria o ocupante do veículo com este tipo de reforços sair ileso de uma colisão nas condições da norma. A aplicação dos reforços no impacto lateral possibilitou uma redução de 13,8m/s para 10,6m/s na velocidade de deformação da coluna B na região das costelas do *dummy* e houve um ganho de 140mm de espaço residual. Os reforços adotados para o impacto frontal e lateral proporcionaram um aumento de 47,5% de força de colapso da estrutura superior, segundo a norma FMVSS216.

Palavras-chave: Reforços estruturais veiculares, reforços poliméricos, impactos veiculares, método dos elementos finitos, simulação de proteção ao ocupante.

ABSTRACT

The objective of this work is to show the application of structural reinforcements using the polymeric material PA66 through finite element simulations in the field of vehicle safety. The preformed structural reinforcements have shown good performance in crash tests, where the great advantage is their reduced weight. These reinforcements are designed with the aim of increasing the rigidity of regions which are prone to large deformations, stabilizing sections of the vehicle that works as load path during the impact. Initially, static and dynamic tests were performed to characterize the material PA66, which was used in the simulations. The impact cases studied were those which will be adopted by CONTRAN in 2012 and already adopted by other standards of great importance for the occupant safety, such as ECE-R94, ECE-R12, ECE-R95, ECE-R32/34 and FMVSS216. The simulations performed in the software LS-Dyna[®] and MADYMO[®] considering the application of reinforcements in the case of frontal impact regarding ODB at 57km/h configuration, resulted in 70% reduction in the A pillar deformation and 65% in the deformation of the steering column and a reduction of approximately 59% in the occupant's legs and feet region. The occupant's injury level were assessed by MADYMO[®] software, and a reduction of 23.5% in the chest compression and 80% in the tibia compression were verified. Such conditions lead the safety of an occupant of the vehicle with reinforcements in a collision event according to the standard. The application of reinforcements on side impact load case contributed to reduce the B pillar velocity at the dummy's ribs region from 13.8 m/s to 10.6 m/s and there was a gain of 140mm of B pillar residual space. Reinforcements adopted for the front and side impact load cases provided an increase of 47.5% in the upper structure crush force, according to FMVSS216 standard.

Keywords: *Vehicular structural reinforcements, polymer reinforcements, vehicular impact, finite element method, simulation of occupant protection.*

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Impacto frontal a 64 km/h contra barreira deformável com 40% de sobreposição – Veículo 1997 (EuroNCAP, 2009).....	2
Figura 2 - Impacto frontal a 64 km/h contra barreira deformável com 40% de sobreposição – Veículo 2007 (EuroNCAP, 2009).....	2
Figura 3 - Modelo de Kamal (KAMAL, 1970)	4
Figura 4 - Simulação de impacto frontal de um VW Polo – 1986 (Dubois et al., 1986).	5
Figura 5 - Caminhos de carga num impacto frontal e lateral (Automotive Circle International, 2006).	7
Figura 6 - Reforços estruturais dentro do painel lateral de um veículo (Automotive Circle International, 2006)...	7
Figura 7 – Regiões com reforço estrutural (Automotive Circle International, 2006).	8
Figura 8 – Reforço de material compósito após teste de impacto (Automotive Circle International, 2006).	8
Figura 9 – Estratégia modular com níveis de segurança veicular.....	10
Figura 10 – Aumento de massa do veículo a cada ano (Christlein, Hambrecht, 2008)	11
Figura 11 – Remoção de reforço metálico gerando <i>design gap</i>	12
Figura 12 – Reforço pré-moldado de material termoplástico PA66 GF30 adquirido em uma concessionária europeia.	14
Figura 13 – Modelo em elementos finitos do veículo que será estudado (NCAC, 2009).....	15
Figura 14 - Principais tipos de impactos veiculares (Christlein, Hambrecht, 2008).....	19
Figura 15 - Longarina com iniciadores de deformação (KAMAL, 1970).	21
Figura 16 - Viga de impacto e crashbox de um veículo.	21
Figura 17 - <i>Brace</i> de um veículo.	22
Figura 18 - Caminhos de carga num impacto frontal ODB (Mori et al., 2008).....	23
Figura 19 - Partes modificadas da estrutura (Mori et al., 2008).	24
Figura 20 - Comparação da deformação da estrutura (Mori et al., 2008).....	24
Figura 21 - Zonas de absorção de energia e transferência de carga (Múniera et al., 2006).	25
Figura 22 - Versão inicial da longarina (Múniera et al., 2006).....	26
Figura 23 - Versão otimizada da longarina (Múniera et al., 2006).	26
Figura 24 - Comparação das intrusões no compartimento do passageiro entre as versões 00, 01, 10, 20 (Múniera et al., 2006).....	27
Figura 25 - Teste de flexão em tubos preenchidos com espuma metálica (Zarei e Kröger; 2007).	28
Figura 26 - Imagem da viga sem espuma após o teste (Zarei e Kröger; 2007).....	29

Figura 27 - Imagem da viga com espuma após o teste (Zarei e Kröger; 2007).	29
Figura 28 - Comparação do desempenho da estrutura sem espuma e com espuma de poliuretano (Lanzerath e Schilling; 2003).	30
Figura 29 – Diagrama de uma viga engastada.....	32
Figura 30 – Exemplos de reforços estruturais (Carlson et al., 2003).	33
Figura 31 – Reforço estrutural no topo da coluna B (Carlson et al., 2003).	35
Figura 32 – Veículo (a) com e (b) sem reforço estrutural (Carlson et al., 2003).	35
Figura 33 – Reforço na torre do amortecedor (Carlson et al., 2003).	36
Figura 34 – Reforço estrutural na coluna D (Carlson et al., 2003).	37
Figura 35 - Sistema Cartesiano de coordenadas.	39
Figura 36 - Sistema de 1 grau de liberdade amortecido.	43
Figura 37 - Esquema de forças agindo na massa m.	43
Figura 38 - (a) Carregamento harmônico; (b) deslocamento $u(t)$ da massa devido ao carregamento.....	44
Figura 39 - Método das Diferenças Centrais.	45
Figura 40 - Esquema do Processo Iterativo de Integração no Tempo do LS-DYNA®	46
Figura 41 - (a) viga elástica delgada carregada pela carga P. (b) viga elasto-plástica carregada por uma carga P de direção fixa. (c) tensão de contato em um rolamento (COOK, 1995).....	47
Figura 42 - Comportamento de polímeros frágeis (curva A); plásticos (curva B); e altamente elásticos (elastômeros) (curva C). (Callister, 2007).	53
Figura 43 - Estrutura esferulítica de um polímero (Callister, W.; 2007).	54
Figura 44 - Estágios de deformação elástica de um polímero (Callister, W.; 2007).	55
Figura 45 - Estágios de deformação plástica de um polímero (Callister, W.; 2007).	56
Figura 46 - Esquema de teste de tração para um polímero.	57
Figura 47 - Resposta da deformação versus tempo para um dado carregamento.	60
Figura 48 - Curvas Tensão x Deformação a diferentes taxas de deformação.	63
Figura 49 - Razão entre tensão verdadeira e tensão de engenharia em função da deformação de engenharia variando o número de Poisson.....	67
Figura 50 - Veículo com grande deformação na coluna A.	67
Figura 51 - Reforço pré-moldado que será submetido a ensaios de impacto.....	69
Figura 52 - Corpos de provas.	70
Figura 53 - Dimensões dos corpos de provas.	70
Figura 54 - Imagem do teste de tração realizado no Lab. do GMSIE.....	72
Figura 55 - Curvas tensão versus deformação do teste com os corpos de provas G1 e G2.	73
Figura 56 - Detalhe do corpo de prova após o ensaio.....	73

Figura 57 - Barra de Hopkinson do laboratório do GMSIE da USP.	74
Figura 58 - Esquema da Barra de Hopkinson.	75
Figura 59 - Sinal dos pulsos incidente, transmitido e refletido.....	75
Figura 60 - Resultado dos testes dinâmicos com a barra de Hopkinson.....	77
Figura 61 - Curvas Tensão versus Deformação a diferentes taxas de deformação de teste realizado na Universidade de Michigan.....	78
Figura 62 - Curvas tensão versus deformação do material PA66 a diferentes taxas. (Hao et al., 2005)	78
Figura 63 - Modelo em elementos finitos do corpo de provas G1 e G2.	80
Figura 64 - Comparação das curvas tensão versus deformação extraída to teste e da simulação.....	80
Figura 65 - Cartão *DEFINE_TABLE do software LS-Dyna para relacionar as curvas experimentais com sua respectiva taxa de deformação.....	81
Figura 66 - Comparação da resposta da simulação com as curvas de testes realizados com o PA66 GF30 na Universidade de Michigan.....	82
Figura 67 - FMVSS208: Impacto frontal a 56km/h em barreira rígida (NHTSA, 2009).	85
Figura 68 - Posicionamento da barreira na norma ECE-R94.	86
Figura 69 - Pontos monitorados para medições.....	88
Figura 70 - Configuração do teste conforme a ECE-R12 e CONTRAN 463/73.....	89
Figura 71 - Gráfico do pulso de velocidade num impacto frontal.	90
Figura 72 - Linha de aproximação (linha verde).	90
Figura 73 - Deformação efetiva.....	91
Figura 74 - posicionamento da barreira de acordo com a norma FMVSS214.....	92
Figura 75 - Barreira da norma ECE-R95.....	93
Figura 76 - Pontos a serem monitorados para simulação de impacto lateral.	94
Figura 77 – Posicionamento da barreira segundo a norma ECE-R32/34	94
Figura 78 - Pontos a serem monitorados para simulação de impacto traseiro.	95
Figura 79 - Teste de acordo com a FMVSS216.	96
Figura 80 – (a) Modelo do veículo configurado para o teste em ODB, (b) resultado da simulação.....	99
Figura 81 - Deformação da célula de sobrevivência antes (a) e depois (b) do impacto.....	100
Figura 82 - Deformação da longarina	100
Figura 83 - Reforços na estrutura do veículo.....	101
Figura 84 - Deformações no reforço da longarina no 1° loop (a) e no 3° loop (b) de simulações.....	102
Figura 85 - Comparação da deformação plástica equivalente entre o modelo inicial e a iteração 1.	102
Figura 86 - Comparação da deformação da coluna A ao longo do tempo.....	103
Figura 87 - Reforço na coluna A - Iteração 2.	104

Figura 88 - Comparação entre a iteração 1 e iteração 2.....	105
Figura 89 - Reforço no topo da coluna B - Iteração 3.	107
Figura 90 - Resultado da iteração 3.....	108
Figura 91 - Resultado da simulação - ECE-R12.....	110
Figura 92 - Resultado da simulação - ECE-R95.....	113
Figura 93 - Reforços da iteração 4.....	114
Figura 94 - Comparação da deformação da estrutura entre o modelo inicial e a iteração 4.	115
Figura 95 - Comparação entre o modelo inicial e a iteração 5 - FMVSS-216.....	117
Figura 96 - Comparativo de Força x Deslocamento.....	117
Figura 97 - Resultado da simulação de impacto traseiro - ECE-R32/34.	119
Figura 98 - Estrutura em elementos finitos (a) e subsistemas modelados em multicorpos (b).....	121
Figura 99 - Comparação de pulsos de desaceleração da estrutura.....	121
Figura 100 - Limites de força de tração no pescoço pela duração do evento. (ECE-R94)	123
Figura 101 - Limites de força de cisalhamento no pescoço pela duração do evento. (ECE-R94).....	124
Figura 102 - Valores máximos de compressão no fêmur durante um certo período de tempo.....	125
Figura 103 - Resultado comparativo da simulação em MADYMO.	126
Figura 104 - Contato do aro do volante com o dummy no modelo inicial.	129
Figura 105 - Comparação de deformação no assoalho.	129
Figura 106 - Compressão da tíbia devido à deformação do assoalho.....	130
Figura 107 - (a) Estado triaxial de tensões, (b) Variação de volume, (c) Distorção.....	136
Figura 108 - Elipse de escoamento (tensão plana).	139

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Características mecânicas da longarina – versão inicial. (Múniera et al., 2006).	26
Tabela 2 - Características mecânicas da longarina - Versão final (Múniera et al., 2006).....	27
Tabela 3 – Aplicações típicas dos reforços estruturais.	34
Tabela 4 – Comparação de teste de durabilidade (Carlson et al., 2003).....	36
Tabela 5 – Comparação entre reforços aplicados na coluna D (Carlson et al., 2003).	37
Tabela 6 - Parâmetros para cálculo do intervalo de tempo para cada tipo de elemento.	50
Tabela 7 - Propriedades mecânicas do PA66 GF30 (MERREM MATERIALS, 2008).	68
Tabela 8 - Tipos de termoplásticos (MERREM MATERIALS, 2008).	69
Tabela 9 - Propriedades mecânicas utilizadas nas simulações.	82
Tabela 10 - Número de estrelas em função da probabilidade de risco de vida (NHTSA, 2009).	85
Tabela 11 - Características do modelo do veículo.	97
Tabela 12 - Tabela comparativa de deformações nos pontos monitorados.	103
Tabela 13 - Comparação entre deformações nos pontos monitorados da iteração 1 e iteração 2.	105
Tabela 14 – Comparação de deformações nos pontos monitorados do modelo inicial e da iteração 3.	108
Tabela 15 - Comparação de deformação e desaceleração - ECE-R12.....	111
Tabela 16 - Resultado comparativo - ECE-R95.	116
Tabela 17 - Medição da deformação das travessas do tanque.	119
Tabela 18 - Comparativo de lesões do ocupante.	128

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ABS	Anti-lock Brake System
CONTRAN	Conselho Nacional de Trânsito
DOE	Design of Experiment
ECE	United Nations Economic Commission for Europe
EuroNCAP	European New Car Assessment Program
FMVSS	Federal Motors Vehicle Safety Standard
GM	General Motors Corporation
IIHS	Insurance Institute for Highway Safety
JNCAP	Japan New Car Assessment Program
MDO	Multi disciplinary optimization
MPa	Mega Pascal
NCAC	National Crash Analysis Center
NCAP	New Car Assessment Program
NHTSA	National Highway Traffic Safety Administration
NVH	Noise, vibration, and harshness
ODB	Offset deformable barrier
PA66 GF30	Poliamida 66 com 30% de fibra de vidro
RSM	Response Surface Method
SDM	Sensing Diagnostic Module
SEA	Specific Energy Absorption
USNCAP	United States New Car Assessment Program

ÍNDICE

1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1. PROPOSTA	13
1.2. ORGANIZAÇÃO DO TEXTO	15
1.3. RECURSOS COMPUTACIONAIS.....	17
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA EM SEGURANÇA VEICULAR.....	18
2.1. ESTUDO DE IMPACTO EM ESTRUTURAS VEICULARES	18
2.1.1. <i>Impacto Frontal</i>	20
2.2. APLICAÇÃO DE REFORÇOS PRÉ-MOLDADOS EM ESTRUTURAS VEICULARES	31
2.2.1. <i>Reforços compósitos pré-moldados para aplicação em automóveis</i>	33
2.2.2. <i>Aplicações na área de segurança veicular</i>	34
2.2.3. <i>Aplicações na área de durabilidade</i>	35
2.2.4. <i>Aplicações na área de NVH</i>	37
3. MÉTODOS COMPUTACIONAIS	39
3.1. EQUAÇÕES DE EQUILÍBRIO EM ANÁLISES DINÂMICAS	40
3.2. MÉTODOS DE INTEGRAÇÃO DIRETA	41
3.3. INTEGRAÇÃO NO TEMPO	42
3.4. INTEGRAÇÃO NO TEMPO PELO MÉTODO DAS DIFERENÇAS CENTRAIS.....	44
3.5. SOLUÇÃO DE EQUAÇÕES NÃO LINEARES EM ANÁLISES DINÂMICAS.....	46
3.5.1. <i>Análise Explícita</i>	48
3.5.2. <i>Análise Implícita</i>	49
3.6. CÁLCULO DO INTERVALO DE TEMPO	50
4. ESTUDO DE MATERIAL POLIMÉRICO SUBMETIDO A IMPACTO.....	52
4.1. INTRODUÇÃO	52
4.1.1. <i>Características mecânicas</i>	52
4.1.2. <i>Mecanismos de deformação de polímeros</i>	54
4.1.3. <i>Deformação macroscópica</i>	56
4.1.4. <i>Temperatura de fusão e transição vítrea</i>	58
4.1.5. <i>Polímeros termoplásticos e termorrígidos</i>	59
4.1.6. <i>Viscoelasticidade</i>	59
4.1.7. <i>Fratura de polímeros</i>	60
4.2. MODELOS CONSTITUTIVOS	61
4.2.1. <i>Critério de escoamento para termoplásticos</i>	63
4.2.2. <i>Coefficiente de Poisson (ν)</i>	65

4.3.	CONSIDERAÇÕES PARA O ESTUDO DOS REFORÇOS PRÉ-MOLDADOS	67
4.4.	CARACTERIZAÇÃO DAS PROPRIEDADES MECÂNICAS DO PA66 GF30	68
4.4.1.	<i>Caracterização estática do material</i>	71
4.4.2.	<i>Caracterização dinâmica do material</i>	74
4.5.	SIMULAÇÕES NUMÉRICAS	79
5.	NORMAS DE SEGURANÇA VEICULAR APLICADAS AO DESENVOLVIMENTO DA ESTRUTURA DO VEÍCULO.....	83
5.1.	IMPACTOS FRONTAIS	84
5.1.1.	<i>ECE-R94 / CONTRAN 221/07</i>	85
5.1.2.	<i>ECE-R12 / CONTRAN 463/73</i>	88
5.2.	IMPACTOS LATERAIS	91
5.3.	IMPACTO TRASEIRO	94
5.4.	TESTE DE CAPOTAMENTO	95
6.	MODELOS NUMÉRICOS / RESULTADOS	97
6.1.	MODELO DO VEÍCULO	97
6.1.1.	<i>Modelo numérico</i>	97
6.2.	SIMULAÇÕES E RESULTADOS	98
6.2.1.	<i>Impacto frontal – ECE-R94</i>	98
6.2.2.	<i>Impacto frontal – ECE-R12</i>	109
6.2.3.	<i>Impacto lateral – ECE-R95</i>	111
6.2.4.	<i>Teste de capotamento – FMVSS-216</i>	116
6.2.5.	<i>Impacto traseiro – ECE-R32/34</i>	117
7.	SIMULAÇÃO DE PROTEÇÃO AO OCUPANTE	120
7.1.	MODELO	120
7.2.	DESCRIÇÃO DOS ÍNDICES DE LESÕES	122
7.2.1.	<i>Cabeça</i>	122
7.2.2.	<i>Pescoço</i>	123
7.2.3.	<i>Tórax</i>	124
7.2.4.	<i>Fêmur</i>	124
7.2.5.	<i>Joelho</i>	125
7.2.6.	<i>Tíbia</i>	125
7.3.	RESULTADOS.....	125
8.	CONCLUSÕES	131
9.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	133

INTRODUÇÃO

O grande aumento na capacidade de processamento dos computadores tornou viável o cálculo estrutural de veículos através do Método dos Elementos Finitos, especialmente quando se trata de análises não lineares. Com este avanço, atualmente é possível representar fenômenos complexos como os ensaios de impacto veicular, muito conhecidos como *crash-tests*.

Há algumas décadas atrás, um veículo era projetado com pouco conhecimento de como a energia destrutiva de um impacto poderia ser absorvida e dissipada para minimizar as lesões nos ocupantes. O veículo de hoje é projetado exatamente para isto, graças a sofisticadas técnicas de simulação computacional que permitem criar um teste de impacto veicular virtual, em que diversas configurações de estrutura podem ser testadas e medidas com relação a quanto efetivamente as mesmas absorvem e reduzem a energia de impacto, de uma forma precisa, rápida e com um custo que seria impossível de ser atingido com protótipos reais.

O carro de hoje possui uma “célula de sobrevivência” rígida, que é a estrutura ao redor da cabine, aliada a zonas de deformação frontais e traseiras que durante um impacto, deformam-se numa maneira controlada para absorver, espalhar e reduzir o montante de energia gerada durante o evento de impacto, antes que a deformação atinja o compartimento do passageiro. Desta forma, o veículo atual apresenta visualmente uma deformação mais severa na parte frontal quando comparado aos veículos de duas décadas atrás.

De um modo geral, os fabricantes de veículos devem executar os testes de impacto com o intuito de atender as normas dos Estados Unidos e da Europa, para obter a aprovação oficial e a homologação para a venda em diversos países. Além destas normas, existem entidades como a EuroNCAP (European New Car Assessment Program), USNCAP (United States New Car Assessment Program) e JNCAP (Japan New Car Assessment Program) que fornecem dados referentes aos testes de impacto aos consumidores, onde cada entidade possui um modo específico de execução e avaliação do impacto. A Figura 1 mostra um exemplo de impacto frontal de um veículo ano-modelo 1997 executado pela EuroNCAP, e a Figura 2 mostra um veículo ano-modelo 2007 sendo submetido ao mesmo teste. É possível notar que no

veículo da Figura 2, houve um desenvolvimento estrutural para minimizar a deformação da cabine e conseqüentemente a proteção dos ocupantes.



Figura 1 - Impacto frontal a 64 km/h contra barreira deformável com 40% de sobreposição – Veículo 1997 (EuroNCAP, 2009)

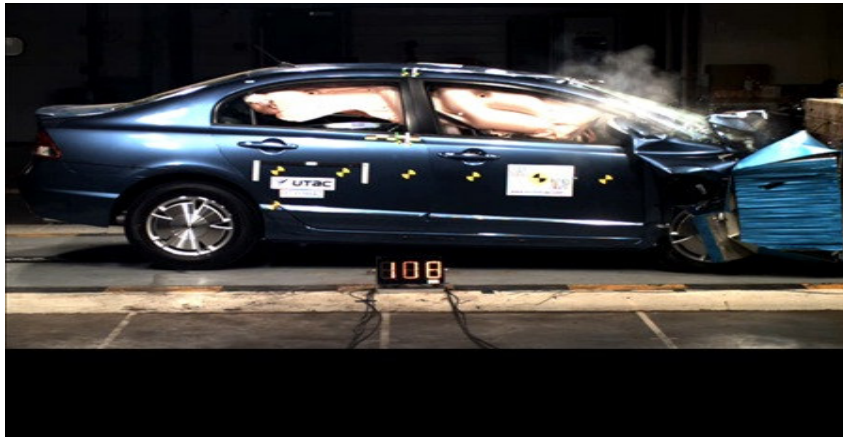
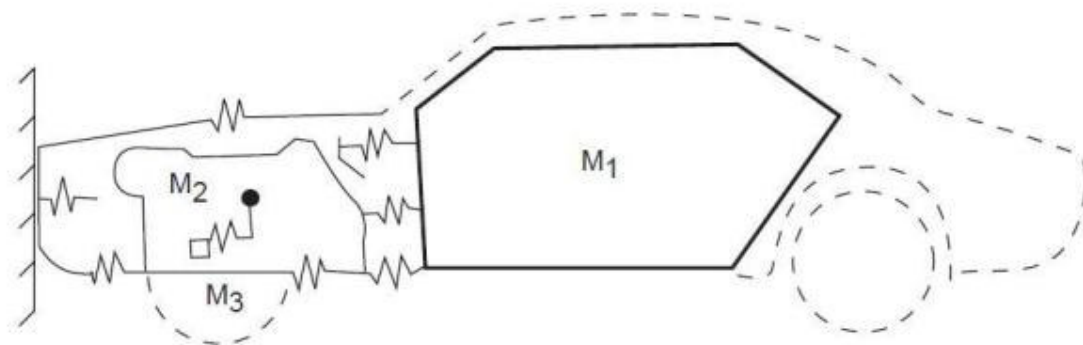


Figura 2 - Impacto frontal a 64 km/h contra barreira deformável com 40% de sobreposição – Veículo 2007 (EuroNCAP, 2009)

A simulação computacional é uma recriação virtual de um teste de impacto com o objetivo de examinar o nível de segurança do veículo e seus ocupantes. Durante esta simulação, parte da energia cinética que o veículo possui antes do impacto é transformada em energia de deformação devido à deformação elástica e plástica do material da estrutura do carro. Outras formas de dissipação de energia são através da geração de calor ou som, por exemplo.

Os dados obtidos a partir da simulação mostram a capacidade que a estrutura do veículo tem para proteger os ocupantes durante uma colisão, sendo assim possível obter a classificação estrutural do veículo antes dos testes físicos de validação. Os dados mais importantes são a deformação da cabine e a desaceleração a qual os ocupantes são submetidos, que deve ser menor que os valores definidos nas normas legais de segurança veicular. Atualmente, para representar os testes reais, as simulações de impacto incluem modelos virtuais de *dummies*, que são bonecos instrumentados para representar os seres humanos, e dispositivos de segurança passiva como os *airbags* e os cintos de segurança.

Em 1970, Kamal desenvolveu um sistema relativamente simples para simular um teste de impacto frontal veicular através de sistemas massa-mola-amortecedor não lineares, que ficou conhecido como modelo LMS (*Lumped Mass Spring*), o qual requeria como dados de entrada resultados de testes físicos destrutivos de cada peça, pois era necessário determinar o comportamento mecânico devido ao impacto de cada componente massa-mola-amortecedor do sistema. A Figura 3 mostra o modelo desenvolvido por Kamal.



Modelo de simulação
da estrutura frontal

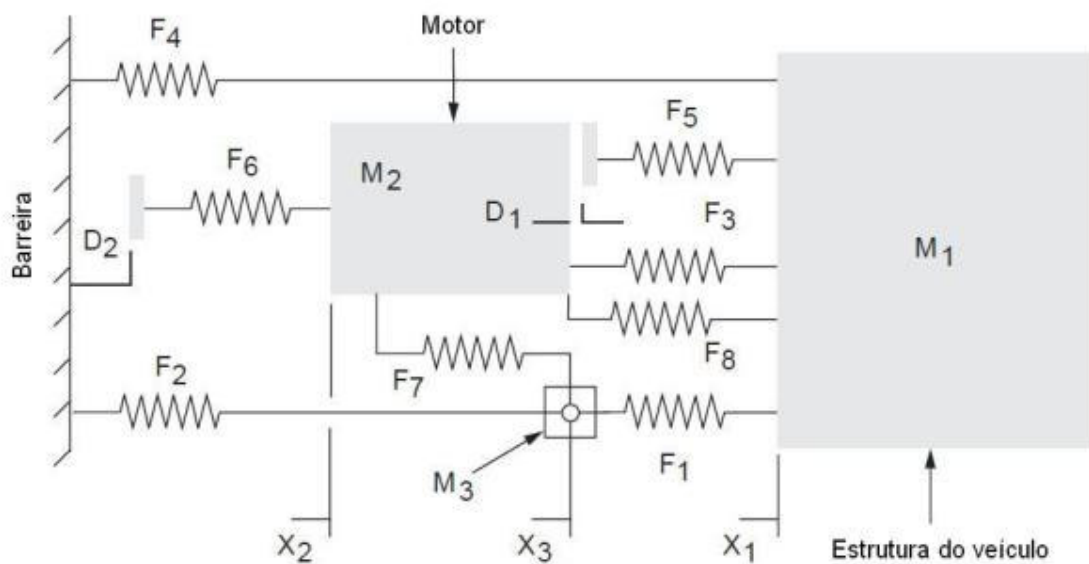
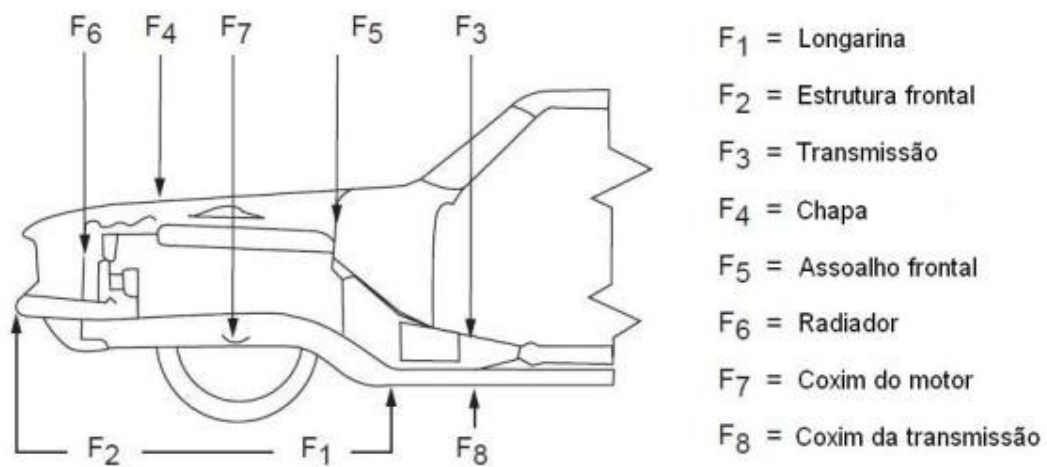


Figura 3 - Modelo de Kamal (KAMAL, 1970)

Já as primeiras simulações utilizando o método de elementos finitos necessitavam apenas da geometria e das propriedades mecânicas dos materiais como dados de entrada para geração do modelo numérico. As simulações de impacto computadorizadas se iniciaram em aplicações de defesa militar, pesquisas espaciais e de energia nuclear. Foi através de uma simulação de um acidente aéreo em uma usina nuclear em 1978, que os fabricantes de automóveis viram a possibilidade de utilizar esta tecnologia para simulação de *crashtests*. A Figura 4 mostra um Volkswagen Polo colidindo com uma barreira rígida de concreto, sendo esta a primeira simulação de impacto frontal feita num veículo em 1986. (Dubois et al., 1986).

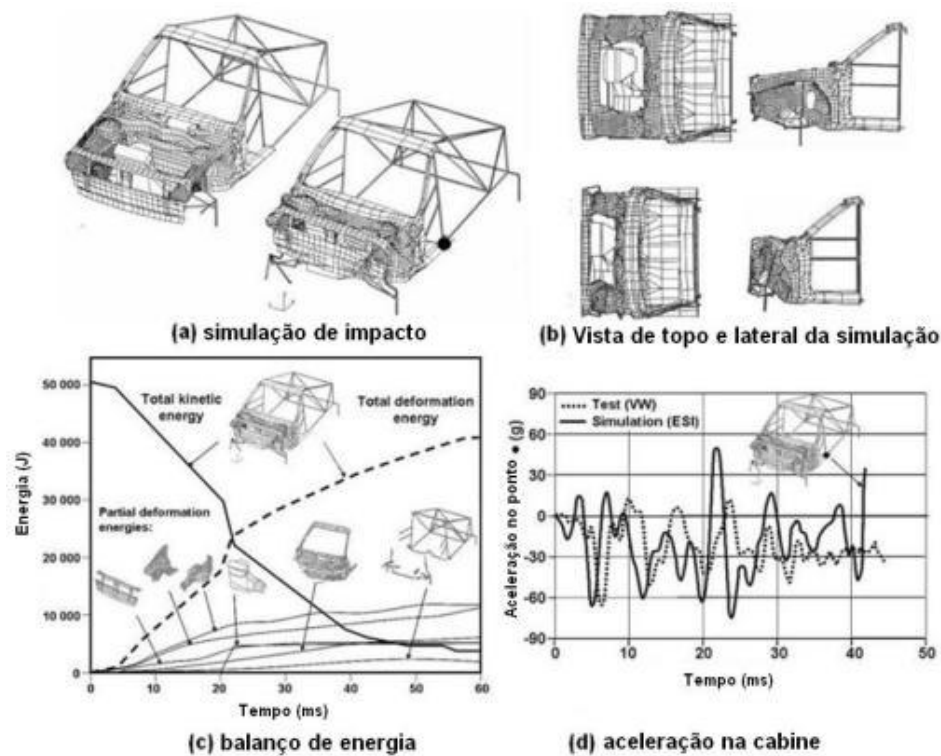


Figura 4 - Simulação de impacto frontal de um VW Polo – 1986 (Dubois et al., 1986).

O grande benefício das simulações de impacto reside no fato de que é possível avaliar os resultados de um teste físico real sem a necessidade de destruir um protótipo. Desta forma, os testes podem ser executados rapidamente e com um baixo custo através de um computador, que permite a otimização do projeto antes

que um protótipo seja manufaturado. A grande flexibilidade do pós-processamento gráfico do modelo possibilita aos projetistas resolver problemas que seriam praticamente impossíveis sem a ajuda do computador.

Para que os resultados de uma simulação sejam satisfatórios, deve-se tomar certos cuidados como a escolha adequada de condições de contorno que representem o fenômeno físico que se deseja estudar, bem como obter dados precisos sobre os materiais e dimensões do modelo que será avaliado. Caso algum destes itens apresente dados incorretos, a simulação resultará em erros que podem trazer prejuízos ao projeto, como a perda de um teste de impacto veicular.

Atualmente, o grande desafio das indústrias automotivas é conseguir uma estrutura veicular que possa ser comercializada em diversos países, ou seja, ser resistente o suficiente para atender as normas rigorosas dos Estados Unidos, da Europa e Japão. No entanto, uma estrutura reforçada não deve ser necessariamente mais pesada, e desta forma a otimização estrutural deve ser feita de forma a diminuir o peso do veículo.

Os reforços estruturais pré-moldados utilizando materiais compostos como plástico e fibra de vidro tem mostrado bom desempenho em testes de impacto, onde a grande vantagem está em seu peso. Estes reforços são projetados com o intuito de aumentar a rigidez das regiões que apresentam grandes deformações, estabilizando as seções do veículo que trabalham como caminho de carga. A Figura 5 ilustra os caminhos de carga num impacto frontal e lateral.

Os reforços estruturais pré-moldados são geralmente feitos com material polimérico como os termoplásticos, revestidos com um material moldável baseado em *epoxy*, que possui a característica de ser seco ao tato, e tem a função de aderir à estrutura como um adesivo. Esta camada de *epoxy* se expande e cura com o calor, aderindo e fixando o reforço na estrutura do veículo. Estes reforços são projetados de forma a aumentar a rigidez na área de interesse da estrutura do automóvel.

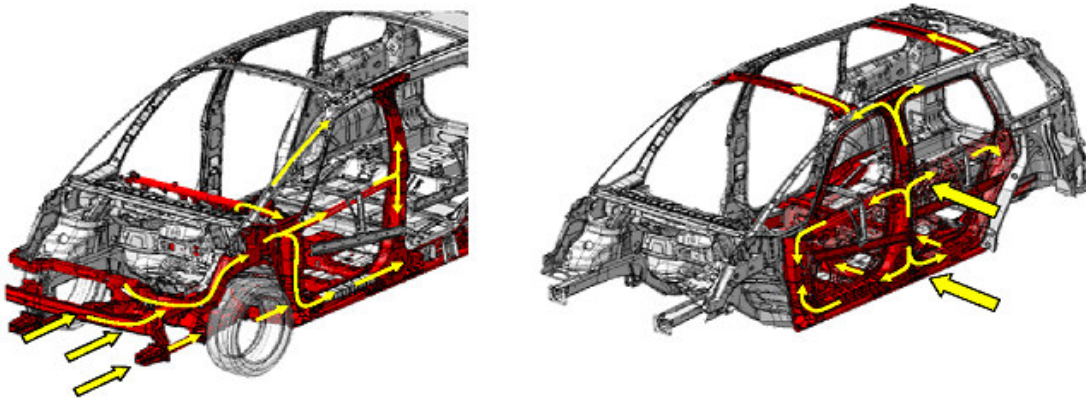


Figura 5 - Caminhos de carga num impacto frontal e lateral (Automotive Circle International, 2006).

A Figura 6 ilustra alguns exemplos de reforços estruturais plásticos numa seção do painel lateral de um veículo.

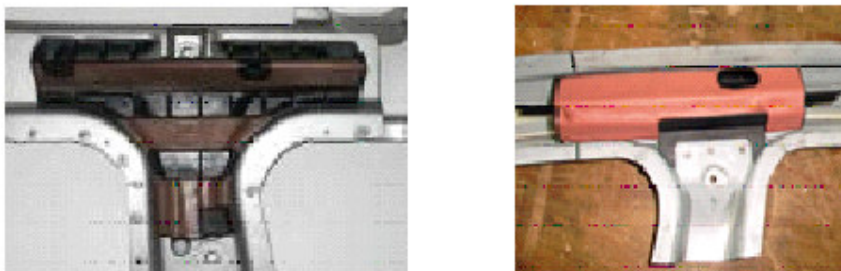


Figura 6 - Reforços estruturais dentro do painel lateral de um veículo (Automotive Circle International, 2006).

Este tipo de reforço pode ser utilizado em diversas partes do veículo. Através das simulações de impacto, é possível definir quais são as regiões críticas da estrutura e a partir destes dados, elaborar o reforço virtualmente e testar o desempenho do conjunto através, novamente, de simulações. A Figura 7 mostra algumas regiões com reforço estrutural e suas aplicações. A Figura 8 mostra um reforço estrutural após ser submetido a um teste de impacto.

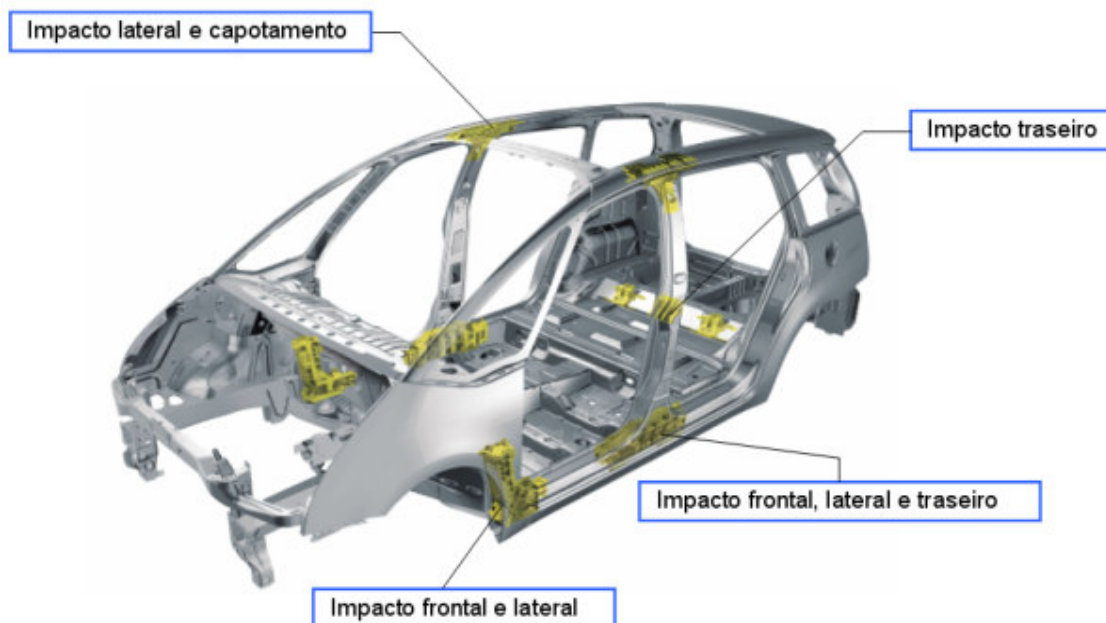


Figura 7 – Regiões com reforço estrutural (Automotive Circle International, 2006).



Figura 8 – Reforço de material composto após teste de impacto (Automotive Circle International, 2006).

As grandes montadoras de automóveis projetam seus veículos com o intuito de comercializá-los em diversos países e em larga escala de produção, pois devido à concorrência acirrada, não é mais possível projetar um veículo para comercializá-lo apenas num mercado específico. Neste contexto é que se define a estratégia modular, em que são definidas regiões onde o veículo será comercializado e seus respectivos requisitos legais de segurança veicular. A prática desta estratégia é controversa, pois acaba prejudicando os consumidores de países que possuem poucos requisitos de segurança veicular, já que o veículo comercializado nestes

lugares é menos seguro que aqueles comercializados em países como os EUA, sendo o principal objetivo da técnica a redução de custo. A Figura 9 ilustra a estratégia modular com os níveis de requisitos legais ao redor do globo.

Podem-se dividir os países com relação a requisitos de segurança veicular em quatro grupos:

- Mercados Desenvolvidos: Possuem os requisitos de segurança mais severos e são representados pelos Estados Unidos, Suíça, Noruega, União Européia, Canadá, Coréia do Sul, Japão, Austrália e Nova Zelândia.
- Mercados Maduros: Representam países que estão em transição, ou seja, em breve adotarão os requisitos dos Mercados Desenvolvidos. O único país que se enquadra neste grupo é a China.
- Mercados Emergentes 1: Representam os países que necessitam atender as normas da ECE (United Nations Economic Commission for Europe). Os países deste grupo são: Europa Central e Oriental, países do Golfo, Chile, Singapura, Índia e Turquia.
- Mercados Emergentes 2: Representam os países que possuem poucos ou nenhum requisito de segurança veicular, como o Brasil.

Estratégia Modular – Partições geográficas



Figura 9 – Estratégia modular com níveis de segurança veicular.

Devido ao nível elevado de requisitos de segurança dos Mercados Desenvolvidos, os veículos comercializados nos países deste grupo devem apresentar uma estrutura muito reforçada de modo a proteger os ocupantes, para que os níveis de lesões sejam os mais baixos possíveis. Para reforçar a estrutura do veículo, podem ser utilizados reforços feitos com materiais metálicos soldados à estrutura ou utilizar reforços localizados pré-moldados feitos com materiais plásticos, que tendem a ser mais leves e eficazes.

O projeto da carroceria do veículo visa a máxima otimização de massa sem que haja comprometimento do desempenho da mesma. Cada quilograma reduzido em um projeto, quando somado ao volume de produção de uma montadora, representa uma economia muito grande. A produção anual da General Motors em 2008 foi de 3 milhões de veículos, e se fossem reduzidos um quilograma em cada veículo, resultaria numa redução de 3.000 toneladas de aço. Porém, um estudo feito pela

Audi AG considerando carros de porte médio, mostra que a cada ano ocorre um aumento de massa dos veículos devido a diversos fatores. Na década de 80, havia um aumento de 20 quilos por ano e na década atual este aumento ocorre numa taxa de 10 quilos por ano. Isto ocorre principalmente devido ao aumento dos itens de segurança como o *airbag*, o ABS (*Anti Brake System*), sendo este responsável por 30% deste aumento de massa. As mudanças nas legislações que visam aumentar os requisitos de segurança veicular são responsáveis por 25%. As melhorias no conforto e acabamento interno são responsáveis por 22% e 15% respectivamente. Deste modo, deve-se estudar alternativas para reforçar a estrutura do veículo sem comprometer sua massa. A Figura 10 ilustra graficamente o aumento de massa dos veículos em geral a cada ano.

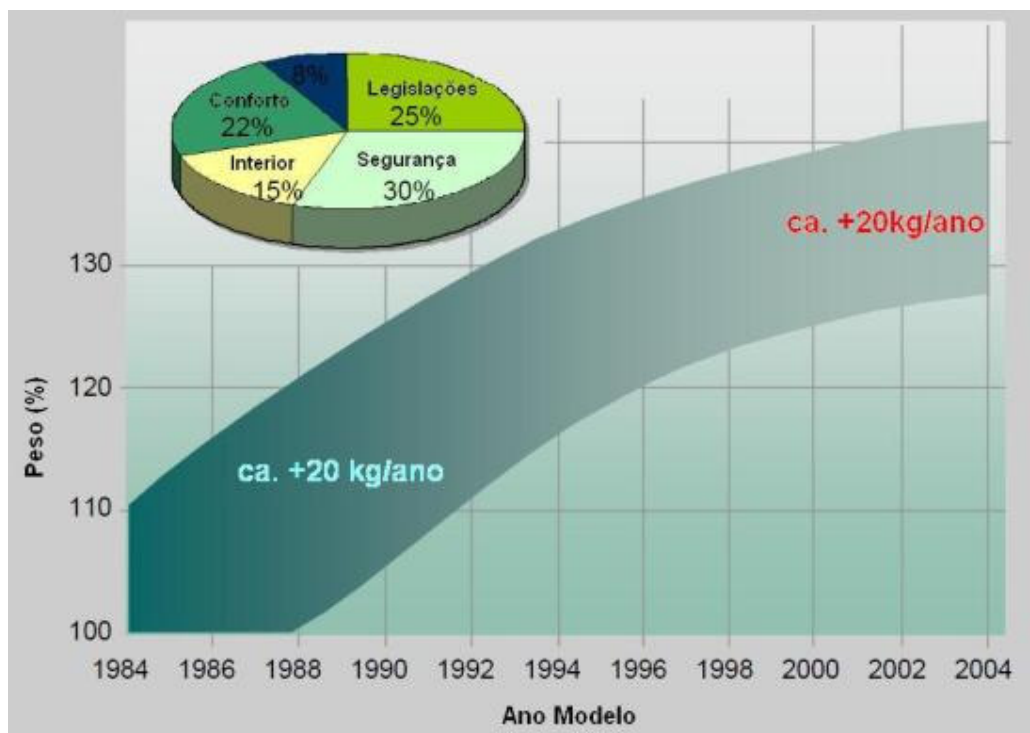


Figura 10 – Aumento de massa do veículo a cada ano (Christlein, Hambrecht, 2008)

Os reforços metálicos são feitos de chapas estampadas com elevada espessura, que devem ser aplicadas a uma extensa região da estrutura e elevando, deste modo, a massa do veículo. Para a indústria automotiva, a grande desvantagem deste tipo de reforço ocorre quando o veículo é vendido em países com requisitos de segurança menos severos, onde o reforço não necessário poderia ser removido da

estrutura com o intuito de reduzir a massa e o custo de fabricação. É neste contexto que a aplicação dos reforços plásticos passa a ser adotada, pois além de serem mais leves e eficazes, podem ser facilmente inseridos ou removidos da estrutura dependendo do mercado em que o veículo será vendido. Ao contrário dos reforços plásticos, as chapas metálicas não podem ser facilmente removidas devido ao espaço que será formado entre as chapas da estrutura onde este reforço seria soldado, sendo este efeito chamado de *design gap*. Este espaço impede que seja aplicado solda a ponto na região, pois caso as chapas sejam soldadas, haverá deformação localizada e concentração de tensão residual, o que levaria a uma região frágil no ponto de solda, com grandes chances de falha por fadiga. A Figura 11 ilustra este efeito.

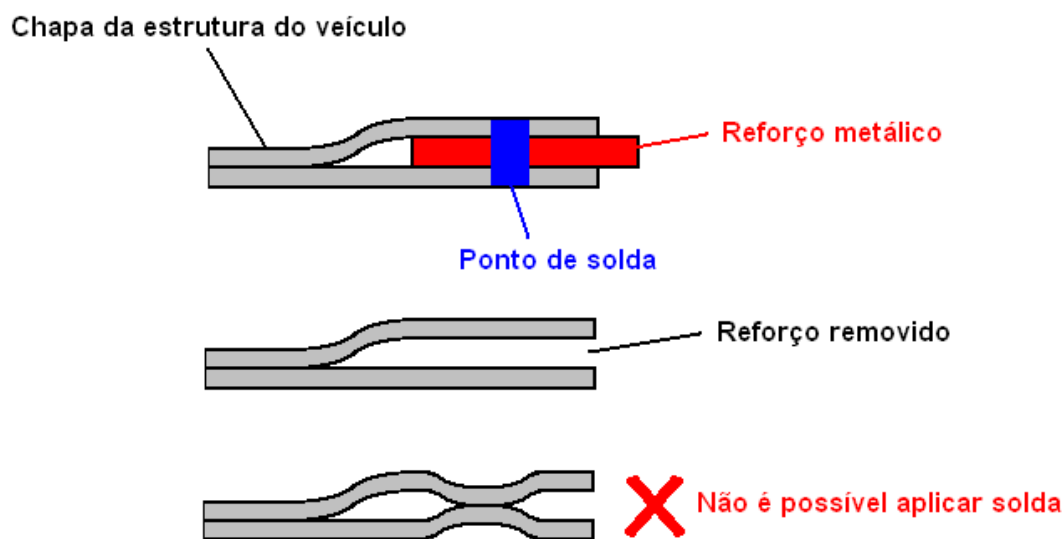


Figura 11 – Remoção de reforço metálico gerando *design gap*.

O uso de reforços estruturais pré-moldados pode se tornar uma das soluções a serem adotadas pela indústria automotiva brasileira para a nova resolução do Conselho Nacional de Trânsito (CONTRAN). O CONTRAN aprovou novas normas para a realização de teste de impacto nos veículos. Com o objetivo de aperfeiçoar as normas existentes, tornar os testes mais rigorosos e garantir mais segurança para os ocupantes dos veículos, o CONTRAN editou as Resoluções 220 e 221. De acordo com as Resoluções, publicadas em 30 de janeiro de 2007, os automóveis e

camionetas nacionais e importados deverão atender aos requisitos estabelecidos nas normas da Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) na realização dos testes de impacto. As normas anteriores tratavam somente de requisitos referentes a ensaios de natureza estrutural, sem levar em consideração os possíveis danos causados aos passageiros. As novas normas exigidas pela Resolução 221 do CONTRAN visam atender a critérios biomecânicos de segurança para os ocupantes dos veículos e garantir também a integridade do sistema de combustível, passando a exigir que sejam realizados testes traseiros e não somente frontais como anteriormente.

Estas Resoluções entram em vigor a partir de 2012, e diante deste cenário, veículos como o Fiat Uno, Volkswagen Gol G4, Volkswagen Kombi, Ford Ka, Chevrolet Celta, dentre outros, que possuem estruturas concebidas para atender normas menos severas, deverão se adequar a nova Resolução do CONTRAN. A utilização dos reforços pré-moldados passa a ser uma alternativa vantajosa para estes veículos, pois não necessita de modificação da estrutura do mesmo, bem como em seu ferramental, além de não causar grande impacto na linha de montagem do veículo.

1.1. Proposta

A proposta deste trabalho é realizar um estudo comparativo mostrando a implementação de reforços estruturais pré-moldados com material termoplástico num veículo utilizando o método dos elementos finitos.

O trabalho será dividido em duas etapas. A primeira será apresentar um estudo das características geométricas e do material do reforço estrutural pré-moldado, quando submetido a impacto, através de testes experimentais e da construção e avaliação virtual utilizando o software Ls-Dyna[®]. O reforço a ser avaliado é mostrado na Figura 12, sendo que quatro amostras foram compradas numa concessionária da Europa.



Figura 12 – Reforço pré-moldado de material termoplástico PA66 GF30 adquirido em uma concessionária europeia.

A segunda etapa será implementar a técnica de simulação desenvolvida para o modelo do reforço aplicado num modelo de veículo em elementos finitos. A ideia será comparar o desempenho estrutural do veículo utilizando o reforço estrutural pré-moldado em diversos tipos de testes de impacto como os frontais, laterais, traseiros e de capotamento. Como resultado, a presença do reforço deve reduzir a deformação da estrutura e conseqüentemente minimizar as lesões dos ocupantes.

O modelo do veículo a ser estudado foi disponibilizado pela NCAC (National Crash Analysis Center) da Universidade George Washington, onde através da técnica de engenharia reversa, foram desenvolvidos modelos virtuais que representam os mesmos veículos no mundo real. Segundo a NCAC, para desenvolver precisamente os modelos virtuais através da engenharia reversa, são necessárias algumas tarefas complexas que requerem um trabalho detalhado como as etapas descritas a seguir:

- Desmontagem de todos os componentes do veículo;
- Digitalização de cada componente utilizando uma máquina de medição de coordenadas de seis graus de liberdade;
- Medição da massa e espessura de cada componente;
- Identificação de peças e conexões;
- Execução de medições de centro de gravidade do veículo e seus componentes;
- Execução de testes para caracterização das propriedades mecânicas dos componentes;
- Criação da malha de elementos finitos dos componentes do veículo;
- Conexão de todos os componentes considerando posição dos pontos de solda, juntas, molas e amortecedores.

A Figura 13 mostra o veículo que foi disponibilizado pela instituição, e será utilizado neste estudo.



Figura 13 – Modelo em elementos finitos do veículo que será estudado (NCAC, 2009).

Este modelo foi validado virtualmente pela NCAC, ou seja, o modelo virtual correlaciona com o teste físico, e para comprovar a correlação, a NCAC disponibiliza um relatório¹ referente a um impacto frontal (USNCAP) a 56km/h em barreira rígida.

1.2. Organização do texto

Para atender aos objetivos propostos no item anterior, este trabalho está organizado na forma descrita a seguir.

O Capítulo 1 mostra uma breve descrição dos objetivos, justificativa e motivação da realização deste estudo. O plano de trabalho, o conteúdo da dissertação e os recursos computacionais utilizados no desenvolvimento do trabalho também estão aqui apresentados.

No Capítulo 2 é feita a revisão da literatura, com apresentação dos reforços pré-moldados para aplicação em automóveis e as áreas de aplicação como Segurança Veicular, Durabilidade e NVH.

¹ O relatório de validação pode ser encontrado no site da NCAC:
www.ncac.gwu.edu/vml/archive/ncac/vehicle/neon-0.7.pdf

O Capítulo 3 apresenta uma descrição das ferramentas computacionais. Estão descritos neste capítulo, o método dos elementos finitos não-linear, a descrição das técnicas de integração direta que permitem a solução dos problemas não-lineares e um resumo da teoria utilizada pelo LS-DYNA[®], que inclui os métodos de análise implícitos e explícitos, cálculo do incremento de tempo (*time steps*), algoritmo de contato.

O Capítulo 4 apresenta o modelo de material para polímeros submetidos a impacto. Abordagem dos modelos matemáticos utilizados para representar materiais termoplásticos com foco no PA66 GF30, bem como o modelo utilizado para simulação de impacto através do software LS-DYNA[®]. Uma comparação entre teste físico e simulação virtual de corpos de provas feitos com o material do reforço pré-moldado será feita, com o intuito de representar virtualmente o material PA66 GF30 que será utilizado nos estudos de impacto veicular. Os testes serão executados no Laboratório do Grupo de Mecânica dos Sólidos e Impacto em Estruturas (GMSIE) da USP.

O Capítulo 5 aborda as normas de segurança veicular. Uma visão geral das normas e requisitos relacionados à segurança veicular é apresentada, com ênfase nas normas de impacto frontal, lateral, traseiro e capotamento. São apresentadas as condições de contorno e parâmetros referentes às simulações.

No Capítulo 6 são apresentadas as simulações de impacto veicular. Neste capítulo são mostrados os resultados do desempenho estrutural do veículo com e sem o reforço pré-moldado.

No Capítulo 7 são apresentados os requisitos legais da norma ECE-R94 com relação à proteção ao ocupante e são executadas simulações com o software MADYMO[®] para avaliar o nível de lesões sofridas pelo motorista considerando a estrutura com e sem reforços elaborados no capítulo anterior.

Finalmente, os Capítulos 8 e 9 tratam, respectivamente, das conclusões e revisão bibliográfica.

1.3. Recursos computacionais

No pré-processamento² do modelo de elementos finitos, o software utilizado foi o Altair Hypermesh v7.0 (Altair Computing Inc., 2005a). Sua principal característica é a compatibilidade com diversos programas (*solvers*³) de elementos finitos, além de possuir uma interface dinâmica, facilitando a construção do modelo.

Como este trabalho estuda resultados gerados a partir do impacto de estruturas, que envolve altas taxas de deformação, grandes deformações, plastificação, etc. deve-se recorrer à teoria não-linear de elementos finitos. O LS-DYNA[®] (Livemore Software Technology Corporation, 2007), código de elementos finitos de propósito gerais para análise de respostas dinâmicas provenientes de grandes deformações de estruturas foi escolhido para realizar estes cálculos.

Já o pós-processamento⁴ dos resultados foi feito pelo Altair Hypergraph módulo *Crashworthiness* (Altair Computing Inc., 2005b) para a geração de gráficos e pelo Altair Hyperview módulo *Crashworthiness* (Altair Computing Inc., 2005c) para a visualização da dinâmica das deformações.

² Entende-se por pré-processamento a fase de construção do modelo de elementos finitos incluindo escolha dos tipos de elementos, definição das propriedades dos materiais, carregamentos, condições iniciais e de contorno, e simplificações que possam ajudar o processamento computacional sem que o resultado final seja prejudicado.

³ *Solvers* de elementos finitos são os programas que realizarão os cálculos e que estão baseados em um algoritmo numérico que tem por objetivo solucionar eficientemente o sistema de equações gerado a partir de todas as definições realizadas na fase de pré-processamento.

⁴ Pós-processamento é a etapa em que os resultados obtidos durante o processamento do modelo pelo solver de elementos finitos são analisados pelo engenheiro. Entre os resultados que se pode obter estão deslocamentos nodais, deformações, tensões, gradientes de temperatura, frequências naturais e seus respectivos modos de vibrar, etc.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA EM SEGURANÇA VEICULAR

2.1. Estudo de impacto em estruturas veiculares

A idéia básica do projeto da estrutura de um veículo voltada à área de segurança veicular é projetar esta estrutura com o intuito de diminuir a quantidade de deformação e energia para reduzir as lesões nos ocupantes. Geralmente, isto é feito através do desenvolvimento de regiões estruturais que absorvem a energia de impacto do lado de fora do compartimento dos ocupantes, também conhecido com célula de sobrevivência. Estas regiões são chamadas de zonas de colapso, pois estas entram em colapso de forma programada a partir de determinadas cargas, para prover uma absorção de energia e desaceleração apropriada para a célula de sobrevivência. Estas zonas de colapso ocorrem devido ao amassamento e dobra de componentes da estrutura como as longarinas, e vigas de impacto. Enquanto isso, os passageiros são protegidos dentro do veículo por sistemas passivos, como o *airbag* e os cintos de segurança. Durante anos, muitas pesquisas foram feitas para desenvolver e integrar estes sistemas, onde cada veículo possui uma calibração própria do sistema de *airbag*, baseado no pulso de desaceleração que a estrutura do carro apresenta. Dependendo do modo de deformação da estrutura juntamente com a velocidade do impacto, a central de processamento de disparo do *airbag*, também conhecida como SDM (*Sensing Diagnostic Module*), calcula o instante ótimo para o disparo, que geralmente é ao redor de 15 a 30 milisegundos. Caso o impacto seja de baixa velocidade, a SDM não produz o disparo do *airbag*.

Existem diversos tipos de testes de impactos veiculares, os principais são listados abaixo e ilustrados na Figura 14:

- Impactos frontais: Existem testes com barreiras rígidas a 0° e 30°, com barreiras deformáveis deslocadas para impactar 40% da parte frontal do veículo, também conhecidas como ODB. (*Offset Deformable Barrier*)
- Impactos laterais: São feitos apenas com barreiras deformáveis, sendo que existem diversos tipos de barreiras dependendo da norma que se deseja atender.

- Impactos traseiros: Existem testes com barreiras rígidas a 0° e deformáveis deslocadas para impactar 70% da parte traseira do veículo, conhecidos como MDB (*Moving Deformable Barrier*).
- Impactos em postes: Existem impactos frontais em postes e laterais. Neste caso o veículo pode impactar o poste tanto a 90° como a 75° (poste oblíquo).
- Impactos de carro contra carro: Podem ser frontais e laterais.
- Testes de capotamento: Podem ser estáticos ou dinâmicos. No teste estático, uma parede rígida deforma o teto do veículo para definir a carga de colapso. No dinâmico, o veículo é lançado de uma plataforma em movimento, e em seguida ocorre o capotamento.
- Impacto de reparabilidade: São testes frontais e traseiros com barreira rígida deslocada de baixa velocidade (16km/h) que são utilizados pelas seguradoras para definir o número de peças afetadas no impacto, com o intuito de definir o custo de reparo. (Christlein, Hambrecht, 2008).

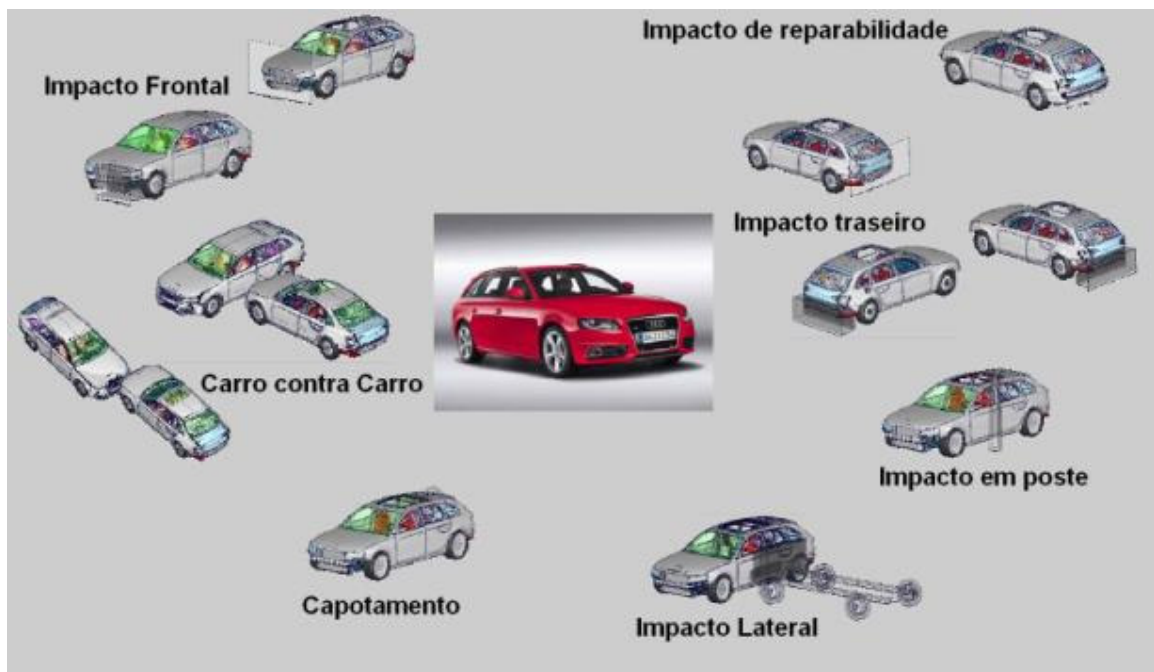


Figura 14 - Principais tipos de impactos veiculares (Christlein, Hambrecht, 2008).

2.1.1. Impacto Frontal

Segundo a NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration – 2009), que é um órgão americano responsável por estudos e avaliações de veículos voltados para a segurança veicular, os impactos frontais são considerados como a principal causa de fatalidades e lesões graves em acidentes. Os impactos frontais são os tipos mais comuns de acidentes envolvendo veículos e representam mais de 50% das fatalidades, seguido pelos impactos laterais que representam 27% e os impactos traseiros, que representam apenas 5% das fatalidades. Por essa razão, este tipo de impacto tem sido prioridade no estabelecimento de normas de segurança veicular, e conseqüentemente, o desenvolvimento contínuo de tecnologias para melhorar o desempenho da estrutura frontal.

Com o avanço das normas de impactos frontais, o projeto da estrutura frontal de um veículo se torna cada vez mais complexo, devido a requisitos conflitantes que variam de acordo com o tipo de impacto. Ao mesmo tempo em que se deseja uma estrutura rígida para reduzir as deformações, é necessária uma estrutura deformável que seja capaz de diminuir a aceleração sofrida pelos ocupantes. Um exemplo disto ocorre quando a estrutura do veículo é projetada para um impacto em ODB (*Offset Deformable Barrier*), onde é necessária uma estrutura muito rígida, pois apenas uma longarina do veículo terá que suportar um impacto a 64km/h. Por outro lado, esta estrutura deve ser avaliada em testes que envolvem barreiras rígidas a 0°, onde o veículo é impactado numa parede a 56km/h e as duas longarinas absorverão a energia do impacto, porém a desaceleração deverá ficar abaixo do limite de projeto que é de 27Gs. Caso a estrutura frontal seja reforçada em excesso para ser possível atender as normas de ODB, dificilmente a desaceleração do compartimento dos ocupantes será atendida na norma de impacto em barreira rígida.

O projeto da estrutura frontal deve ser feito de forma a maximizar a transmissão da energia do impacto axialmente através da estrutura, com esta colapsando progressivamente da frente para trás do veículo como forma de absorver a energia. O principal componente responsável por esta absorção é a longarina do veículo, onde o seu comprimento colapsável e geometria irão definir a distância em que a energia de impacto poderá ser absorvida, bem como a quantidade. A região de colapso da longarina é induzida através de iniciadores de deformação, que são

dobras feitas em regiões específicas, geralmente na ponta da longarina, de forma a forçar a estrutura colapsar nesta região. A Figura 15 ilustra a longarina com os iniciadores de deformação.

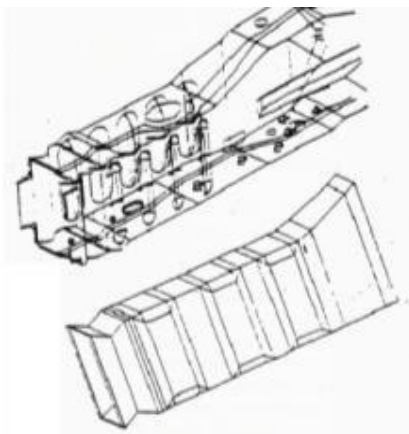


Figura 15 - Longarina com iniciadores de deformação (KAMAL, 1970).

Outra estrutura importante que atua como um absorvedor de energia é a viga de impacto, que é formada por uma barra transversal e elementos colapsáveis chamados de *crashbox*. Esta estrutura é projetada para transferir a força de impacto diretamente para as longarinas frontais. Ela também é importante em impactos de baixa velocidade, onde a função deste componente é absorver a energia sem danificar a longarina, já que esta é de difícil reparo. A Figura 16 mostra a viga de impacto e o *crashbox* (componentes em vermelho).



Figura 16 - Viga de impacto e crashbox de um veículo.

As partes estruturais mencionadas nos parágrafos anteriores fazem parte da estrutura inferior frontal, sendo que uma parte da absorção da energia é distribuída na estrutura superior frontal, onde existe um tipo de longarina, muito conhecida como *brace* na indústria automotiva, que serve para diminuir o efeito de flexão da estrutura frontal durante o impacto. O componente em destaque na Figura 17 ilustra o *brace* de um veículo. Sem esta estrutura, o veículo poderia apresentar rotação excessiva no eixo y (Figura 17), desestabilizando o caminho de carga na longarina.

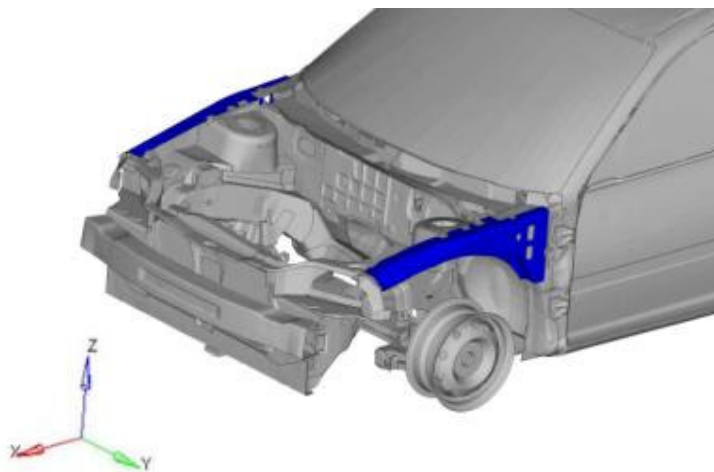


Figura 17 - *Brace* de um veículo.

O objetivo das longarinas inferiores e superiores é de balancear o caminho de carga em direção a célula de sobrevivência de forma a distribuir o carregamento entre o assoalho e o teto do veículo. A estrutura entre as longarinas dianteiras e traseiras, a região do *rocker* (região da soleira da porta), regiões da coluna A e teto devem ser fortes o suficiente para resistir a deformações plásticas na célula de sobrevivência, pois isto compromete diretamente a segurança dos ocupantes.

O colapso por flexão é outro modo comum de absorção de energia nos componentes estruturais do veículo. A coluna A, as travessas do teto, a coluna B e algumas regiões da longarina são típicos componentes estruturais onde as combinações de forças podem causar o colapso por flexão. O colapso axial é o modo preferido de deformação, pois ele resulta numa absorção de energia mais estável e previsível. (Mori et al., 2008).

Mori et al. (2008) realizaram simulações de impacto e mostraram que o caminho de carga num impacto frontal ODB pode ser definido a partir de três caminhos. A Figura

18 ilustra os caminhos de carga que serão descritos a seguir. O primeiro caminho de carga é transmitido através da estrutura metálica da carroceria do veículo, o segundo caminho é transmitido pelo motor e transmissão e o terceiro caminho é transmitido pela suspensão, que consiste nas rodas, pneus e braços da suspensão, etc. As cargas nos caminhos mudam durante o impacto, podendo ser definidos três estágios:

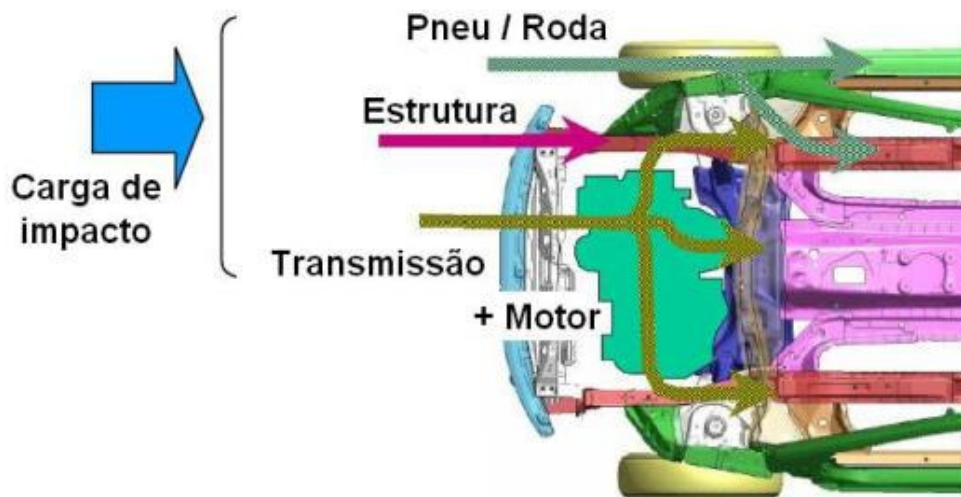


Figura 18 - Caminhos de carga num impacto frontal ODB (Mori et al., 2008).

- Primeiro estágio: A predominância neste estágio do impacto é do caminho de carga da estrutura, onde ao entrar em contato com a barreira, a viga de impacto transfere a carga para as longarinas que por sua vez distribuem a carga para a estrutura inferior e superior do veículo.
- Segundo estágio: A transmissão de carga pela estrutura continua, e a carga transmitida pelo motor e transmissão aumenta rapidamente. Na metade deste estágio, os pneus entram em contato com as partes frontais do veículo e a barreira, deste modo aumentando a carga nos componentes da suspensão e conseqüentemente na estrutura inferior do veículo.
- Terceiro estágio: Neste estágio, o principal caminho de carga é através do motor, transmissão e suspensão. Após a deformação da estrutura frontal, o conjunto pneu e roda começam a transmitir carga para o *rocker*, e o motor juntamente com a transmissão empurram o painel frontal da célula de sobrevivência.

Para reduzir a deformação da cabine de um veículo, Mori et al. (2008) fizeram simulações em Elementos Finitos modificando algumas regiões da estrutura. Estas regiões são mostradas na Figura 19 em azul.

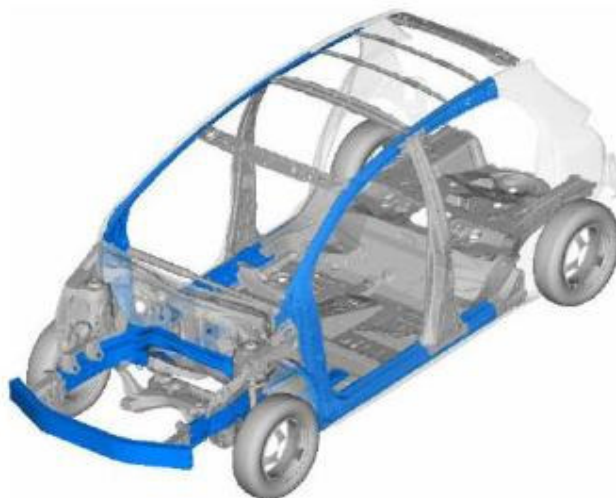


Figura 19 - Partes modificadas da estrutura (Mori et al., 2008).

As peças em azul foram alteradas com o intuito de aumentar a rigidez das mesmas, através da mudança de espessura e material. O resultado deste estudo pode ser visto na Figura 20, que mostra uma redução de intrusão de 70% na coluna A e de 50% na região do painel frontal da célula de sobrevivência.

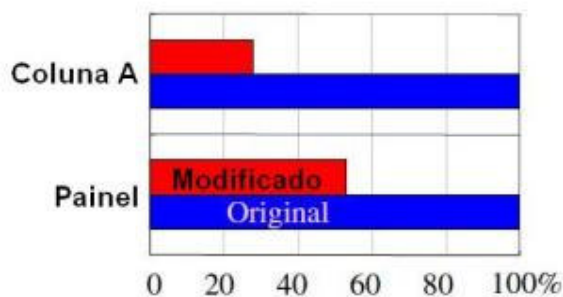


Figura 20 - Comparação da deformação da estrutura (Mori et al., 2008).

Múnera et al. (2006) realizaram um estudo de impacto veicular através de simulações, considerando o uso de aços de alta resistência, também conhecidos como *Dual Phase*, em longarinas. Como já discutido anteriormente, a longarina do

veículo possui duas funções principais relacionadas a impactos, a primeira é a absorção de energia e a segunda é a transferência de carga. A primeira função é garantida por uma zona de amassamento primária através de um colapso uniforme e progressivo, onde deve prevalecer o modo de colapso axial. A segunda função é garantida por uma zona de amassamento secundária que é uma interface estrutural entre a zona de absorção de energia e o compartimento do ocupante. A Figura 21 ilustra as zonas de absorção de energia e de transferência de carga.

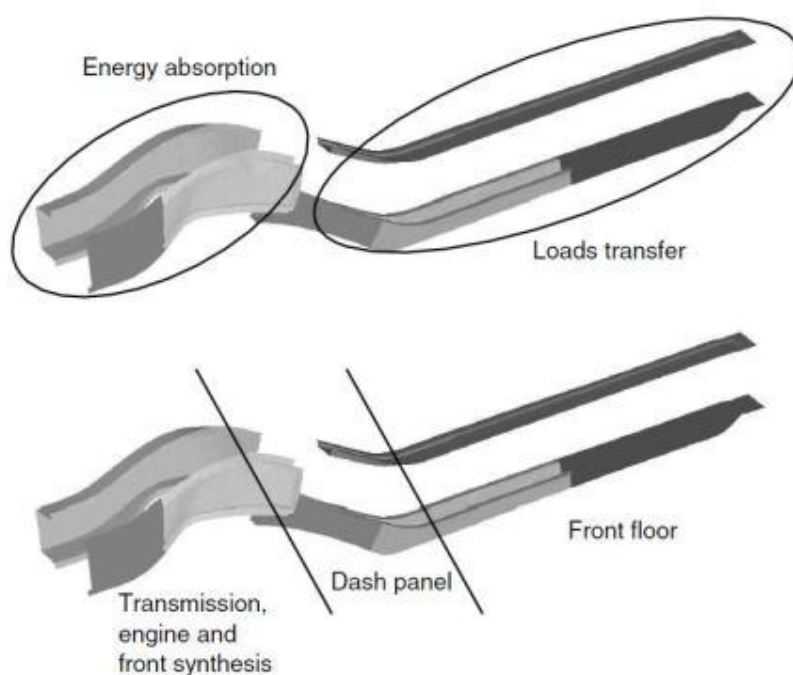


Figura 21 - Zonas de absorção de energia e transferência de carga (Múnera et al., 2006).

Neste estudo, foram avaliadas quatro configurações de materiais e espessuras para obter o melhor desempenho estrutural. A versão de longarina inicial do estudo possui a configuração ilustrada na Figura 22 e características descritas na Tabela 1, onde R_e refere-se à tensão de escoamento e R_m refere-se à tensão de ruptura do material.

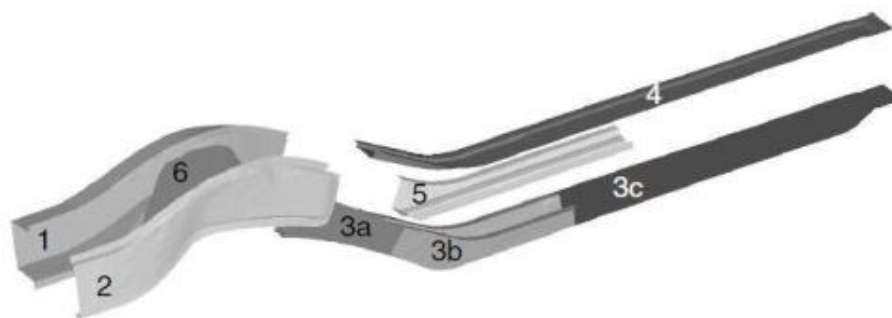


Figura 22 - Versão inicial da longarina (Múnera et al., 2006).

Tabela 1 - Características mecânicas da longarina – versão inicial. (Múnera et al., 2006).

Versão inicial					
Peça	Aço	Re (MPa)	Rm (MPa)	Espessura(mm)	Massa(kg)
1	180BH	226	336	2,0	3,76
2	260BH	269	384	1,8	2,75
3a	220BH	241	350	1,8	1,36
3b	220BH	241	350	2,0	1,88
3c	260BH	269	384	1,5	2,46
4	260BH	269	384	1,5	2,51
5	260BH	269	384	2,0	1,43
6	ES04	169	301	2,0	0,79
Massa total (kg)					16,92

A versão de longarina que apresentou melhores resultados é mostrada na Figura 23 e os materiais e espessuras utilizadas se encontram na Tabela 2.

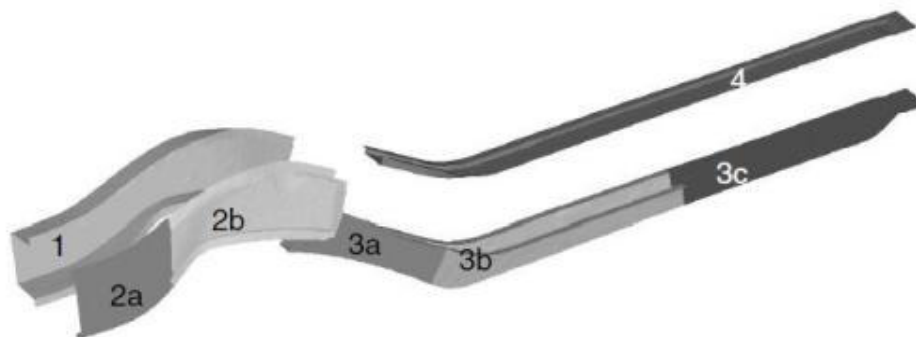


Figura 23 - Versão otimizada da longarina (Múnera et al., 2006).

Tabela 2 - Características mecânicas da longarina - Versão final (Múnera et al., 2006).

Versão final - otimizada						
Peça	Aço	Re (MPa)	Rm (MPa)	Espessura (mm)	Massa (kg)	Redução de massa(%)
1	HSLA 280	327	412	1,7	3,19	15,00
2a	DP780	514	828	1,3	0,90	12,59
2b	DP980	646	1012	1,8	1,50	
3a	DP590	332	602	1,6	1,57	
3b	FB600	499	587	3,0	3,04	-18,56
3c	DP590	332	602	1,6	2,14	
4	DP780	514	828	1,2	2,00	20,00
Massa total (kg)					14,35	15,22

O resultado deste estudo é mostrado na Figura 24.

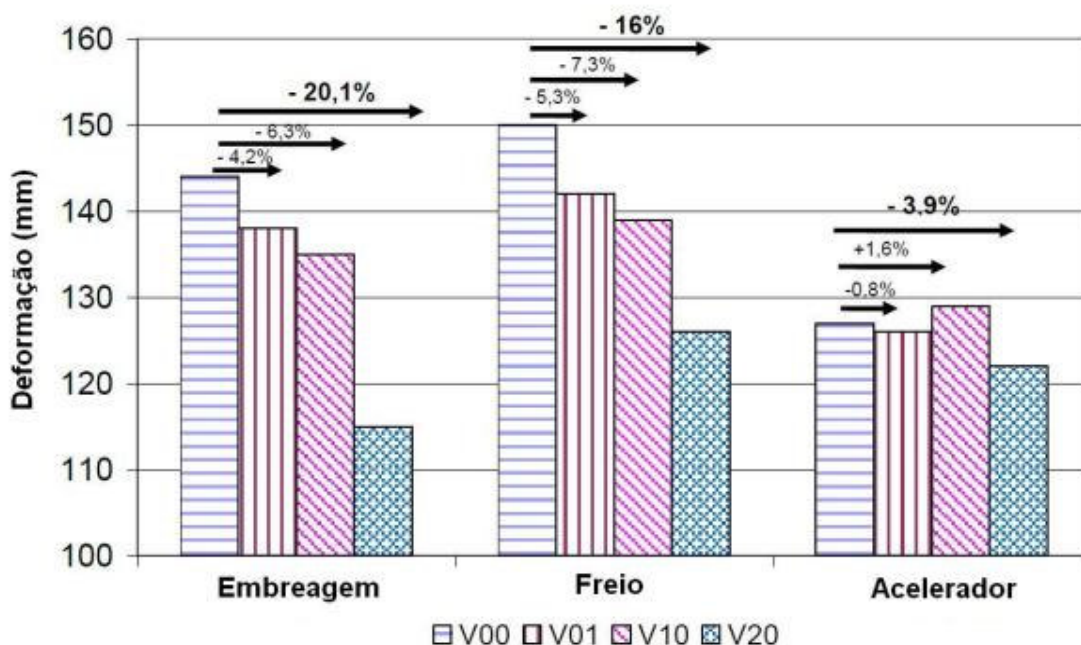


Figura 24 - Comparação das intrusões no compartimento do passageiro entre as versões 00, 01, 10, 20 (Múnera et al., 2006).

Analisando os resultados acima, onde a versão inicial é chamada de V00 e a versão final de V20, verifica-se que houve redução das intrusões no painel frontal na região do acelerador, freio e embreamento da ordem de 3,9%, 16%, 20,1% respectivamente, sendo que houve uma redução de massa da longarina de 2,57kg (15,2%).

Outra solução adotada para melhorar o desempenho estrutural em impactos foi estudada por Zarei e Kröger (2007), em um trabalho envolvendo vigas preenchidas com espuma estrutural. Segundo este estudo, o colapso de vigas veiculares em modo de flexão ocorre com a formação de uma rótula plástica localizada levando a uma queda significativa de resistência, resultando em uma baixa eficiência de absorção de energia. Estruturas celulares e especialmente espumas metálicas como as de alumínio possuem a capacidade de absorver uma grande quantidade de energia quando estas são submetidas a altas deformações. Desta forma, para aumentar a eficiência de absorção de energia em seções de parede fina, o conceito de introduzir espumas metálicas em vigas de paredes finas tem se tornado uma solução a ser explorada pela indústria automotiva. A espuma de alumínio é manufaturada como folhas de 50mm de espessura com densidade de $0,23\text{g/cm}^3$. (Zarei e Kröger; 2007).

Zarei e Kröger (2007) realizaram testes experimentais de flexão em tubos de seção quadrada de 55 e 60 mm com comprimento de 550 mm para determinar a influência da espuma metálica. Foram avaliadas espessuras de parede (T) de 2, 3 e 4 mm e foram utilizados cilindros de 50 e 100 mm de diâmetro (d) como impactadores, conforme mostra a Figura 25.

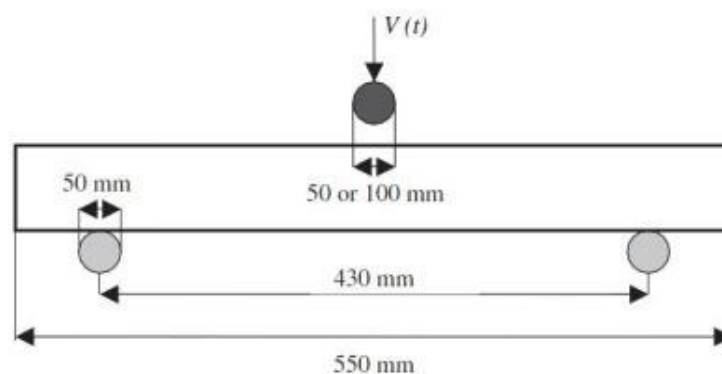


Figura 25 - Teste de flexão em tubos preenchidos com espuma metálica (Zarei e Kröger; 2007).

A Figura 26 ilustra a deformação do teste e da simulação da viga sem espuma e a Figura 27 mostra a deformação com a espuma.

A partir dos resultados, pode-se verificar que houve um aumento de até 5,2% na absorção de energia.

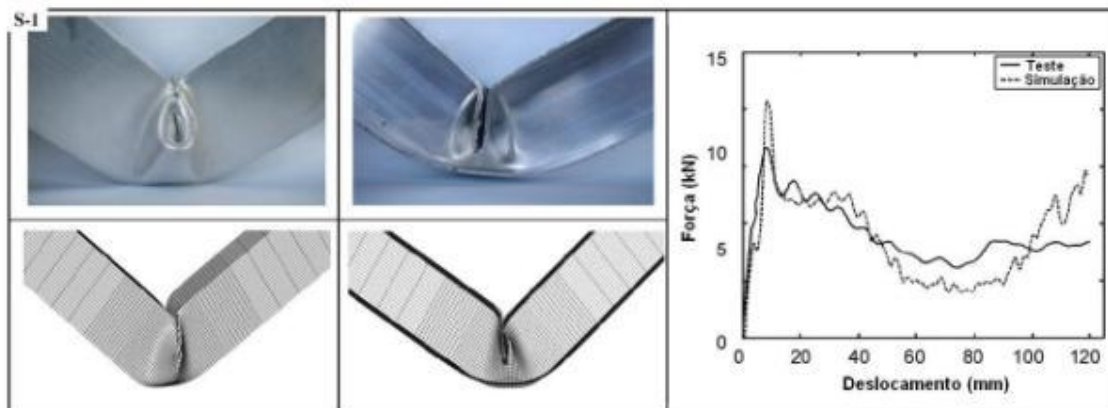


Figura 26 - Imagem da viga sem espuma após o teste (Zarei e Kröger; 2007).

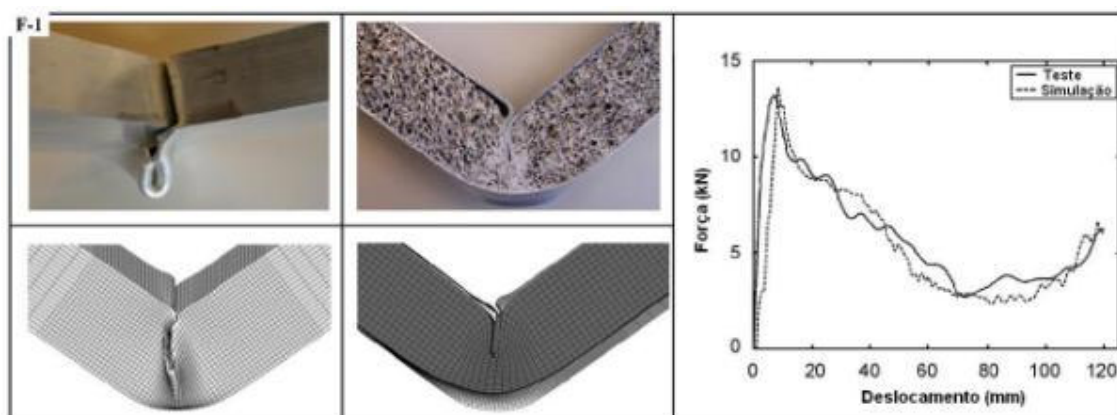


Figura 27 - Imagem da viga com espuma após o teste (Zarei e Kröger; 2007).

Utilizando este mesmo tipo de solução, Lanzerath e Schilling (2003) aplicaram a técnica do uso de espumas estruturais para comparar o desempenho estrutural de veículos submetidos a impactos frontais e laterais. O estudo focou em três tipos de espuma: a espuma de alumínio, a espuma de poliuretano e a espuma de epoxy. A Figura 28 mostra o resultado da aplicação da técnica num impacto de reparabilidade, que é um teste de baixa velocidade, onde o intuito é deformar o menor número de peças possível, para diminuir o valor do seguro.

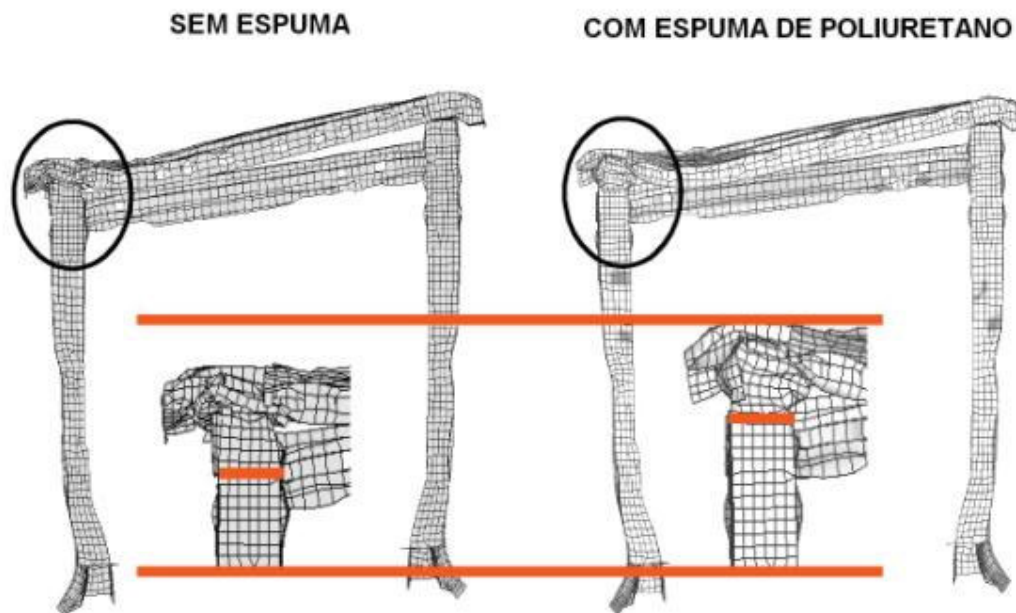


Figura 28 - Comparação do desempenho da estrutura sem espuma e com espuma de poliuretano (Lanzerath e Schilling; 2003).

Seguindo a mesma linha de pesquisa, para garantir um bom desempenho estrutural da célula de sobrevivência e diminuir as lesões nos ocupantes, Zhang e Saigal (2007) estudaram o modo de colapso e a capacidade de absorção de energia em estruturas. Neste estudo foram comparadas estruturas de alumínio extrudadas com diferentes seções transversais e estruturas de alumínio preenchidas com espuma estrutural. O desempenho das estruturas é avaliado utilizando o conceito de pico de força e absorção específica de energia também conhecido como SEA (*Specific Energy Absorption*), que é a razão entre a absorção de energia total da estrutura e a massa da mesma. Baseado em simulações numéricas e testes experimentais, o perfil extrudado com seção quadrada e nervura diagonal apresentou um aumento de 277% de absorção específica de energia quando comparado ao perfil com seção quadrada sem nervura. A adição de espuma estrutural de alumínio no perfil com seção quadrada e nervura diagonal, aumentou a absorção de energia em 78% porém não aumentou o SEA da estrutura devido ao aumento de massa.

Uma técnica muito utilizada atualmente no projeto de estruturas veiculares é o DOE (*Design of Experiment*). Este tema é abordado por Chen et al. (2007) que citam a importância do estudo focando na redução da massa da estrutura de veículos para

melhorar o meio ambiente e reduzir o consumo de energia. Em seu estudo, baseado no método robusto de otimização, é feito o projeto estrutural de uma longarina. O método RSM (*Response Surface Method*) acoplado com a técnica DOE é empregada para criar funções de desempenho estrutural aproximadas, obtendo como resultado uma redução de 29,96% da massa da longarina.

Hou et al. (2008) estudaram a aplicação do método de otimização multi-objetiva, que foi aplicado para projetar estruturas de seção quadradas preenchidas com espuma estrutural. O SEA e a força de pico de colapso foram definidos como critérios de projeto em termos do método RSM, onde a espessura da parede e a densidade da espuma estrutural de alumínio foram tomadas como variáveis de projeto.

O uso de reforços compósitos poliméricos pré-moldados para uso em aplicações de impacto foi estudado por Hufenbach et al. (2008). O estudo focou nas propriedades como a taxa de deformação e o comportamento do modo de falha de reforços com diferentes combinações de fibras como polietileno e fibra de vidro, aramida e fibra de vidro. Testes de impacto e testes de caracterização dinâmica foram executados e com o auxílio microscópios foi possível identificar os modos de falha.

2.2. Aplicação de reforços pré-moldados em estruturas veiculares

Recentemente, tem havido um aumento no uso de reforços plásticos fixados na estrutura dos automóveis. Isto tem ocorrido principalmente devido a ênfase em se melhorar o desempenho do veículo, isto é, melhorar o desempenho em impactos, o consumo de combustível, a dinâmica veicular entre outros, graças à disponibilidade de novos materiais desenvolvidos especificamente para este propósito. Como já discutido no capítulo anterior, esta técnica visa à substituição de reforços metálicos soldados a estrutura do veículo, pois existem casos em que a solução através do uso deste tipo de reforço é impraticável ou impossível, devido a limitação de manufatura ou o próprio formato geométrico da estrutura, que não permite o uso de reforços metálicos. Um exemplo de limitação de manufatura devido a problemas de estampagem seria a utilização de um reforço com espessura elevada e material com alta tensão de escoamento. O formato geométrico da região que necessita um reforço pode-se tornar um problema quando existe dificuldade de soldá-lo devido a

limitações de alcance da máquina de solda. Além destas limitações, durante o projeto de um veículo podem ocorrer restrições de tempo que não permitiriam a implementação do ferramental necessário para estampar os reforços metálicos. (Carlson et al., 2003).

Em muitos casos onde a solução utilizando reforços metálicos não é viável, os reforços estruturais plásticos ou compósitos se tornam uma importante aplicação. Estes reforços possuem uma integridade estrutural superior quando comparados aos reforços metálicos. Isto pode ser explicado através da deflexão de uma viga com seção transversal retangular, como mostra a Figura 29.

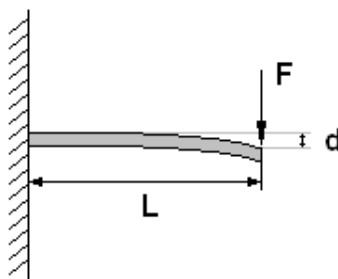


Figura 29 – Diagrama de uma viga engastada.

A deflexão d da viga pode ser calculada como,

$$d = \frac{4FL^3}{Ebh^3} \quad (2.1)$$

onde F é a força aplicada, L é o comprimento da viga de seção transversal quadrada com base b e altura h , E é o módulo de elasticidade do material.

Analisando a equação (2.1) percebe-se que, aumentando a espessura, isto é, a altura h da seção, pode-se diminuir significativamente a deflexão da viga.

Fazendo-se analogia da viga a um membro estrutural da carroceria, se for considerado que o membro possui um comprimento L fixo, e a força F é determinada pela aplicação de um carregamento proveniente de um impacto, existem três variáveis que podem afetar a deflexão e a rigidez do membro. Como a altura h é elevada ao cubo, alterando esta variável produz-se um efeito muito maior do que mudando o módulo de elasticidade E do material. Portanto, ao inserir um reforço estrutural numa coluna A do automóvel, por exemplo, tem-se um efeito análogo à

mudança da rigidez estrutural da seção, sendo, na essência, como mudar a altura h da viga.

Os benefícios obtidos resultam na melhoria da rigidez da estrutura, da absorção de energia (devido ao aumento da inércia) e aumento da durabilidade do veículo. Estas melhorias podem ser alcançadas com um aumento mínimo na massa e custo do veículo.

2.2.1. Reforços compósitos pré-moldados para aplicação em automóveis

Os reforços estruturais compósitos pré-moldados são geralmente feitos com material polimérico como os termoplásticos, revestidos com um material moldável baseado em *epoxy*, que possui a característica de ser seco ao tato, e tem a função de aderir à estrutura como um adesivo. Esta camada de *epoxy* se expande e cura com o calor, aderindo e fixando o reforço na estrutura do veículo. Estes reforços são projetados de forma a aumentar a rigidez na área de interesse da estrutura do automóvel.

Existem diversos tipos de reforços estruturais pré-moldados, como os reforços fabricados com materiais termoplásticos para aplicações mais simples, e reforços que são combinações de termoplásticos com diversos materiais como aço, alumínio e compósitos com fibras para aplicações que exigem um projeto mais complexo, como na longarina do veículo. Os processos de fabricação envolvem a extrusão, moldagem por injeção, moldagem por sopramento e moldagem por compressão. A Figura 30 ilustra diversos tipos de reforços pré-moldados utilizados em veículos. (Carlson et al., 2003).



Figura 30 – Exemplos de reforços estruturais (Carlson et al., 2003).

Diversas regiões do automóvel podem ser beneficiadas com o uso destes reforços localizados. Estas aplicações podem melhorar o desempenho nas áreas de segurança veicular e durabilidade através da eliminação de concentração de tensões. A área de ruídos e vibrações, também conhecida como NVH, pode ser beneficiada através do aumento de rigidez e conseqüentemente aumentando a frequência natural das diversas regiões do veículo. A Tabela 3 resume algumas aplicações para cada área de interesse.

Tabela 3 – Aplicações típicas dos reforços estruturais.

Segurança Veicular	Durabilidade	NVH
-Impacto frontal -Impacto lateral -Impacto traseiro -Capotamento	-Região da torre do amortecedor -Assoalho -Painel frontal	-Frequência Natural da estrutura -Rigidez da estrutura inferior -Ruído

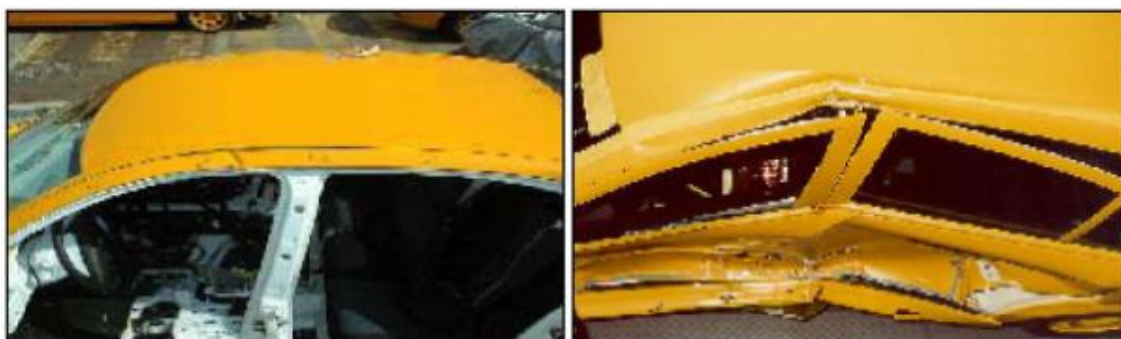
2.2.2. Aplicações na área de segurança veicular

As aplicações dos reforços em segurança veicular são motivadas pelo esforço em otimizar o desempenho em relação a absorção de energia da estrutura do veículo. Isto pode ser feito tipicamente de duas formas; o reforço pode ser utilizado para evitar uma falha localizada, como a dobra da longarina numa região não desejável, permitindo que a energia seja dissipada em áreas onde a deformação não afete a célula de sobrevivência. O reforço também pode ser utilizado como um absorvedor de energia, que irá reduzir o montante de energia a ser absorvido por outras partes do veículo, sendo a aplicação utilizada tipicamente nas regiões frontais da estrutura do automóvel. A aplicação do reforço visando evitar uma falha localizada é utilizada tipicamente em regiões da coluna A e B, assim como no *rocker*, nas travessas do assoalho e teto, travessas dos bancos e outras regiões que possam apresentar falhas com padrão de dobras. A Figura 31 mostra um reforço utilizado no topo da coluna B para evitar uma deformação localizada e conseqüentemente reduzir a deformação e a velocidade de intrusão da coluna B, contribuindo assim, para a diminuição das lesões nos ocupantes durante o impacto lateral. Na Figura 32 a e b,

pode-se ver o mesmo veículo com o reforço e sem o reforço, respectivamente, sendo submetido a um impacto lateral, onde se verifica a diminuição da deformação na região que apresentava a falha. A utilização desta peça permitiu que o desempenho do veículo fosse melhorado, sem precisar modificar sua estrutura, além de causar pouco impacto no processo de manufatura. A Figura 32 a e b mostram que mesmo sendo um reforço pequeno, foi possível produzir uma melhoria significativa no desempenho do impacto lateral.



Figura 31 – Reforço estrutural no topo da coluna B (Carlson et al., 2003).



(a)

(b)

Figura 32 – Veículo (a) com e (b) sem reforço estrutural (Carlson et al., 2003).

2.2.3. Aplicações na área de durabilidade

Para aumentar a durabilidade de certas regiões do veículo, isto é, aumentar a vida em fadiga, deve-se melhorar a distribuição dos carregamentos a fim de evitar

concentração de tensões. As aplicações típicas com relação ao reforço são em regiões onde ocorrem mudanças de contornos ou dimensões, junções, e regiões onde ocorrem a junção de diversas chapas, como a torre do amortecedor, assoalho, apoios de caçamba, etc. A utilidade destes reforços para aplicação em durabilidade pode ser mostrada no exemplo da Figura 33, de um reforço na região da torre do amortecedor de um veículo. As soldas próximas ao amortecedor estavam apresentando falha após alguns ciclos. Um reforço como mostrado na Figura 33 foi projetado para ser inserido sobre o apoio do amortecedor para reforçar a área.

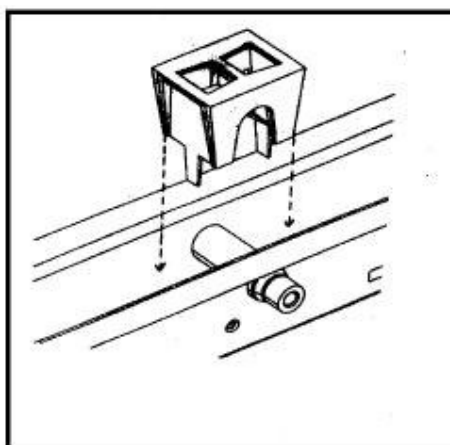


Figura 33 – Reforço na torre do amortecedor (Carlson et al., 2003).

Para verificar a vida em fadiga da região afetada, amostras do conjunto foram testadas em ensaios de bancada, onde o conjunto foi avaliado com e sem o reforço. O requisito de durabilidade para esta peça é de 400.000 ciclos de tração e compressão sem apresentar deformação permanente de 5mm e sem apresentar falhas em pontos de solda. Caso ocorram estas falhas durante o teste, este é imediatamente interrompido. Os resultados de cada espécime são mostrados na Tabela 4.

Tabela 4 – Comparação de teste de durabilidade (Carlson et al., 2003).

Condição do teste	Numero de ciclos para falha
Amostra 1 - Sem reforço	266.670 ciclos
Amostra 2 - Sem reforço	344.860 ciclos
Amostra 3 - Com reforço	Sem ocorrência de falhas após 400.000 ciclos
Amostra 4 - Com reforço	Sem ocorrência de falhas após 400.000 ciclos
Amostra 5 - Com reforço	Sem ocorrência de falhas após 400.000 ciclos

2.2.4. Aplicações na área de NVH

Os reforços estruturais podem ser utilizados em diversas regiões do veículo para melhorar as características de NVH como rigidez dinâmica (primeiro modo de torção da carroceria) e rigidez estática.

A seguir será mostrado um exemplo de aplicação do reforço estrutural num utilitário esportivo, onde o mesmo foi inserido na região inferior da coluna D (4ª coluna do veículo). Segundo Carlson et al. (2003), a partir de análises de elementos finitos com o modelo do veículo fornecido pela montadora, foi possível desenvolver um reforço otimizado para esta aplicação. A Figura 34 mostra o modelo de elementos finitos juntamente com o reforço desenvolvido e os resultados da análise estão resumidos na Tabela 5.

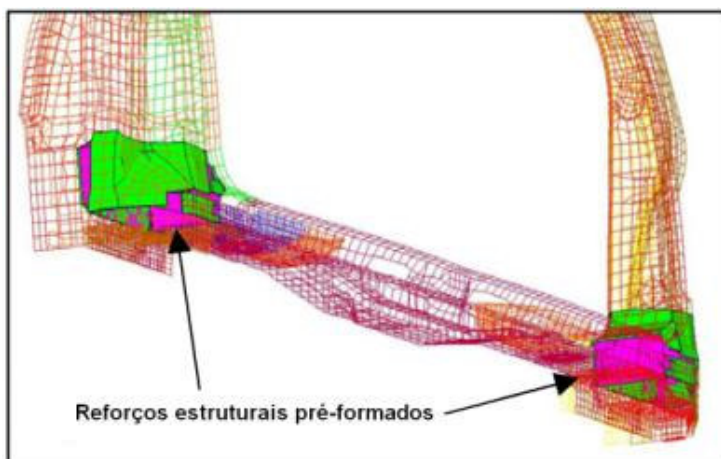


Figura 34 – Reforço estrutural na coluna D (Carlson et al., 2003).

Tabela 5 – Comparação entre reforços aplicados na coluna D (Carlson et al., 2003).

Descrição da simulação	Reforço atual	Reforço pré-formado (otimizado)
Número do modo para o 1º modo de torção	6	6
Freq. (Hz) para o 1º modo de torção	28,858	28,602
% de melhoria em relação ao reforço atual	-----	-0,89%
Massa do reforço por veículo	5,4 kg	1,6 kg

A partir da Tabela 5, pode-se concluir que houve uma redução de 3,8kg por veículo sem alterar a frequência do 1° modo de torção, sendo que a simplicidade de manufatura da peça em relação à existente no veículo foi melhorada, pois o novo reforço pode ser facilmente inserido enquanto o carro é montado. Em adição a estas melhorias, houve grande redução de custo quando comparado ao reforço antigo.

MÉTODOS COMPUTACIONAIS

Problemas complexos como de impacto são largamente resolvidos através de um método de análise chamado Método dos Elementos Finitos. O método consiste na divisão do domínio (estrutura) em um número finito de elementos (elementos finitos) de geometria simples que juntos aproximam a forma do domínio em triângulos, quadriláteros, tetraedros, hexaedros, etc.

Elementos adjacentes estão conectados através de seus nós dos vértices – chamados pontos nodais ou simplesmente nós. Cada nó possui até 6 graus de liberdade, ou seja, o nó pode se transladar e rotacionar em três direções. As coordenadas espaciais, o deslocamento, a velocidade e a aceleração de cada nó são normalmente expressas num sistema cartesiano de coordenadas retangulares com eixos x , y , e z que é ilustrado na Figura 35. Cada elemento possui uma massa, que é distribuída como massas concentradas aos nós que conectam os elementos.

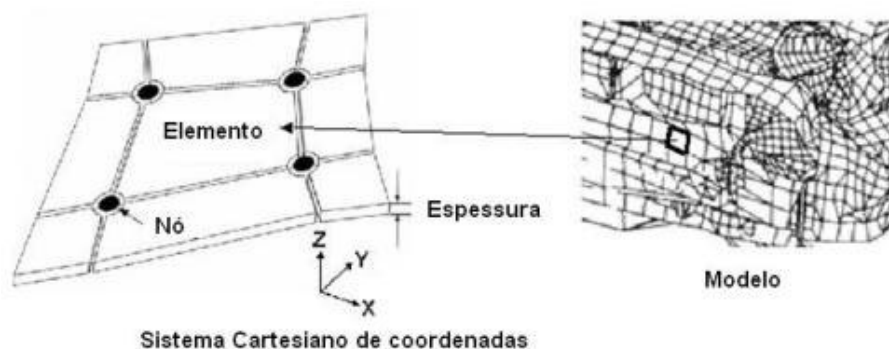


Figura 35 - Sistema Cartesiano de coordenadas.

Quando os nós se movem durante a simulação de impacto, os elementos conectados a estes nós são deformados, o que os leva a transmitir forças e momentos às suas conexões nodais. As forças e momentos nos nós correspondem a forças e momentos inerciais, causados pelas acelerações angulares e de translação e também devido a forças e momentos transmitidos pela resistência estrutural do material dos elementos interligados devido à deformação. Os softwares mais utilizados na área de impactos atualmente na indústria automobilística são o Ls-Dyna[®] e o Pam-Crash[®].

3.1. Equações de Equilíbrio em Análises Dinâmicas

A base teórica que envolve a análise de elementos finitos linear assume que os deslocamentos decorrentes dos carregamentos a qual a estrutura está sujeita são infinitesimalmente pequenos e as propriedades mecânicas dos materiais da estrutura em estudo apresentam apenas as características lineares elásticas. Além disso, assume-se que as condições de contorno permanecem inalteradas durante a aplicação das cargas no modelo de elementos finitos da estrutura. A equação de equilíbrio de sistema linear dinâmico num sistema de elementos finitos pode ser definida como:

$$M\ddot{u}(t) + C\dot{u}(t) + Ku(t) = F(t) \quad (3.1)$$

Onde:

M = Matriz de massa;

C = Matriz de amortecimento;

K = Matriz de rigidez;

F = Vetor dos carregamentos externos;

\ddot{u}, \dot{u}, u = Vetor de aceleração, velocidade e deslocamento respectivamente.

A equação 3.1 também pode ser escrita como:

$$F_I(t) + F_D(t) + F_E(t) = F(t) \quad (3.2)$$

Onde $F_I(t)$ refere-se às forças inerciais, $F_D(t)$ refere-se às forças de amortecimento, $F_E(t)$ refere-se às forças elásticas sendo que todas elas são dependentes do tempo. Desta forma, numa análise dinâmica, o equilíbrio no instante de tempo t, que inclui o efeito das forças inerciais dependentes da aceleração e das forças de amortecimento dependentes da velocidade.

Quando se trata de um problema estático, os vetores de acelerações e de velocidades são nulos e a equação (3.1) fica da seguinte forma:

$$Ku = F \quad (3.3)$$

A equação (3.1) representa matematicamente um sistema de equações lineares de segunda ordem que a princípio, poderia ser resolvido através de algum procedimento padrão para solução de equações diferenciais (BATHE, 1996). Entretanto, a solução desse sistema de equações pode se tornar muito trabalhoso se a ordem das matrizes for muito grande, como é o caso da maioria dos problemas reais. E neste ponto, alguns procedimentos alternativos de solução podem ser usados, como os Métodos de Integração Direta e os Métodos de Superposição Modal.

Os métodos de Superposição Modal são largamente empregados em análises de vibrações em estruturas simples como vigas, quando a geometria básica da estrutura não se altera. Nos problemas não-lineares, que envolvem plasticidade e contato, os modos de vibrar mudam durante o processo e inviabilizam a utilização dos Métodos de Superposição Modal, e desta forma a solução dos sistemas de equações diferenciais se dá através de um dos Métodos de Integração Direta.

Outra característica relevante da não-linearidade é que se a estrutura está sujeita a um carregamento composto por várias cargas que são seqüencialmente aplicadas, os resultados podem não ser independentes da ordem em que essas cargas são aplicadas (COOK, 1995).

3.2. Métodos de Integração Direta

Na integração direta, o termo “direto” significa que anteriormente à integração numérica não é feita nenhuma transformação das equações. As equações definidas no item 3.1 são integradas utilizando um procedimento de passo a passo, isto é, o objetivo é satisfazer a equação 3.1 apenas num intervalo de tempo Δt . Isto significa que, o equilíbrio (estático), que inclui o efeito da inércia e de forças de amortecimento, é resolvido em instantes discretos de tempo (t_i) dentro do intervalo de solução. Desta forma, quase todas as técnicas de soluções empregadas na análise estática, podem ser utilizadas na integração direta. Além disso, no método da integração direta a variação dos deslocamentos, velocidades e acelerações ocorre dentro de cada intervalo de tempo Δt .

Como o algoritmo calcula a solução no próximo tempo requerido a partir da consideração da solução do tempo anterior, o assume-se que as soluções nos tempos $0, \Delta t, 2\Delta t, \dots, t$ são conhecidos e que a próxima solução requerida é no tempo $t+\Delta t$.

3.3. Integração no Tempo

Pela integração da velocidade no tempo obtêm-se os incrementos de deslocamento,

$$\dot{x}(t) = \frac{\Delta x(t)}{\Delta t} \quad (3.4)$$

A cada passo de integração no tempo o incremento de deslocamento nodal é determinado, e as conseqüentes deformações dos elementos. Com o uso da lei constitutiva é possível encontrar as tensões e deformações plásticas.

Considerando um exemplo simples de um sistema amortecido de 1 grau de liberdade (Figura 36) e as forças agindo na massa m (Figura 37), a equação de equilíbrio (3.2) pode ser simplificada como,

$$f_1 + f_D + f_{int} = p(t) \quad (3.5)$$

Onde:

$$f_1 = m\ddot{u} \quad ; \quad \ddot{u} = \frac{d^2u}{dt^2} \quad \rightarrow \quad \text{Aceleração}$$

$$f_D = c\dot{u} \quad ; \quad \dot{u} = \frac{du}{dt} \quad \rightarrow \quad \text{Velocidade}$$

$$f_{int} = ku \quad ; \quad u \quad \rightarrow \quad \text{Deslocamento}$$

c = coeficiente de amortecimento

k = rigidez linear

m = massa

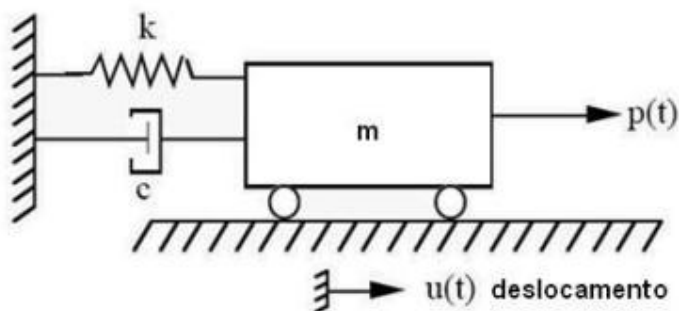


Figura 36 - Sistema de 1 grau de liberdade amortecido.

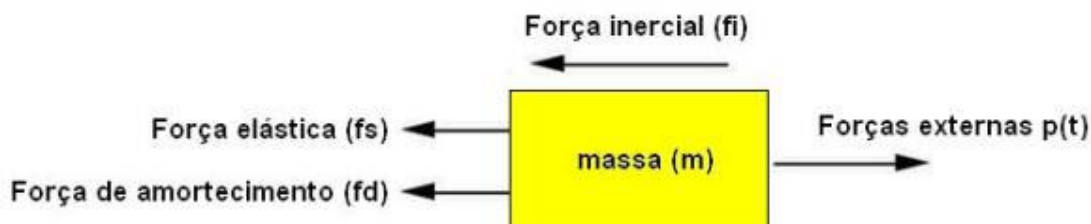


Figura 37 - Esquema de forças agindo na massa m.

A equação de movimento para o comportamento linear da estrutura leva à equação diferencial ordinária:

$$m\ddot{u} + c\dot{u} + ku = p(t) \quad (3.6)$$

Soluções analíticas das equações diferenciais ordinárias lineares estão disponíveis. Neste caso, particularmente, considera-se a resposta dinâmica de um sistema linear sujeito a um carregamento harmônico. Para tanto, é conveniente que se defina alguns termos comumente utilizados:

Carregamento harmônico:

$$p(t) = p_0 \text{sen} \omega t$$

Freqüência circular:

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (\text{para 1 grau de liberdade})$$

Freqüência natural:

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{T} \quad (T = \text{período})$$

Taxa de amortecimento:

$$\xi = \frac{c}{c_{cr}} = \frac{c}{2m\omega}$$

E assim, a solução particular em qualquer instante t assume a seguinte forma:

$$u(t) = \frac{(k - m\omega^2)p_0}{\{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2\}} \operatorname{sen}\omega t + \frac{(-c\omega)p_0}{\{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2\}} \cos\omega t \quad (3.7)$$

A título de exemplo, com as seguintes condições: $f=1\text{Hz}$, $p_0=150\text{N}$, $m=10\text{kg}$, $k=8000\text{N/m}$ e $c=130\text{Nsm}^{-1}$ obtêm-se a resposta ilustrada na Figura 38:

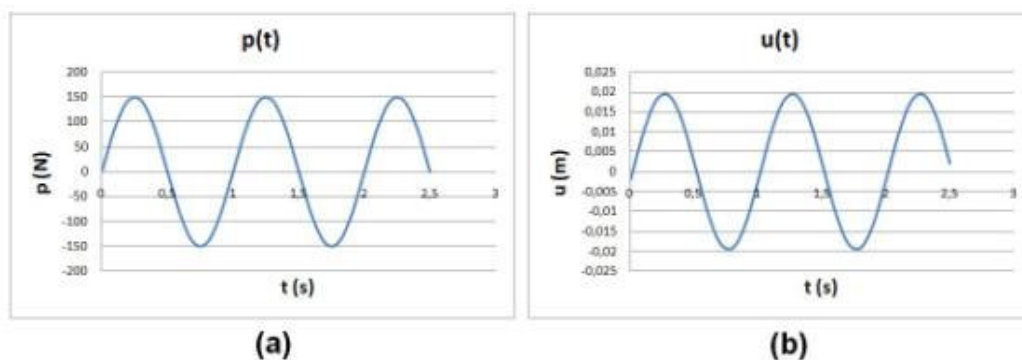


Figura 38 - (a) Carregamento harmônico; (b) deslocamento $u(t)$ da massa devido ao carregamento.

Para problemas não-lineares e/ou de geometria complexa (3D), somente as soluções numéricas são possíveis. O software para cálculos de problemas não-lineares utilizado neste estudo, o LS-DYNA[®], utiliza o método explícito das diferenças centrais para integrar as equações de movimento.

3.4. Integração no Tempo pelo Método das Diferenças Centrais

Sua formulação é baseada em aproximações por diferenças centrais para as velocidades e acelerações. A escolha deste algoritmo explícito deve-se ao fato do baixo custo computacional por intervalo de tempo. A figura 39 ilustra graficamente o método. Tomando a equação do movimento (3.1), no instante t_n , podemos descrever a velocidade e a aceleração como:

$$[M]\{\ddot{u}(t_n)\} + [C]\{\dot{u}(t_n)\} + [K(u(t_n))]\{u(t_n)\} = \{F(t_n)\} \quad (3.8)$$

Considerando-se $u(t_n)=u_n$:

E de maneira simplificada, pode-se dizer que o deslocamento no instante $t_n + \Delta t$ é dado explicitamente pelos deslocamentos nos instantes t_n e $t_n - \Delta t$. A Figura 40 mostra como o software LS-DYNA® processa ciclicamente a integração no tempo:

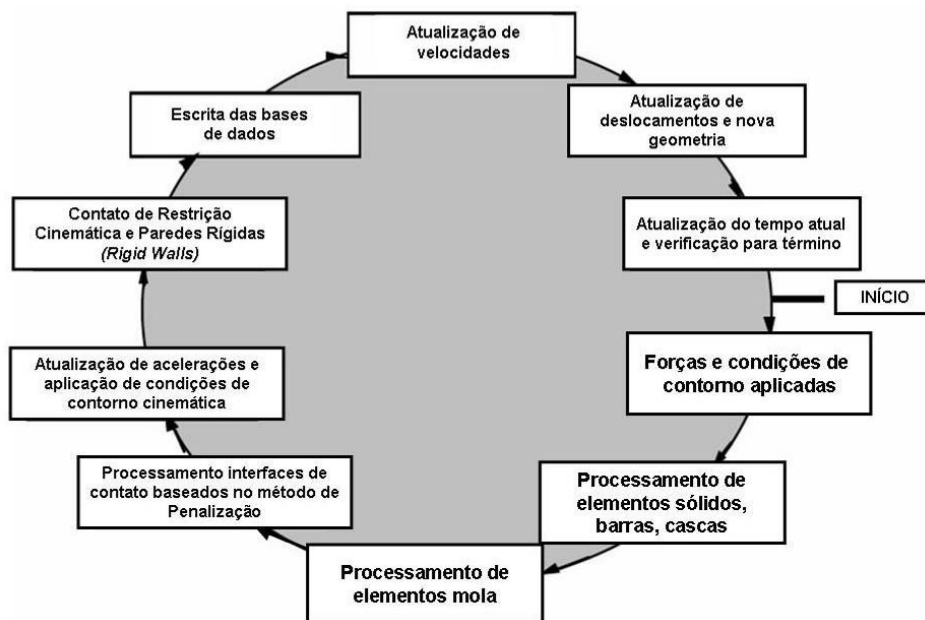


Figura 40 - Esquema do Processo Iterativo de Integração no Tempo do LS-DYNA®.

3.5. Solução de Equações Não Lineares em Análises Dinâmicas

A não-linearidade de um fenômeno ocorre por várias causas (plasticidade, grandes deslocamentos, grandes rotações, deformações não-infinitesimais e os efeitos originários do contato e atrito entre chapas) e podem ser divididas de acordo com COOK (1995) em:

- Não-linearidade geométrica: ocorre, por exemplo, quando as deformações são grandes o suficiente para significativamente alterar o modo com que a carga é aplicada ou o modo com que a carga é resistida pela estrutura Figura 41 a);
- Não-linearidade de material: ocorre quando a carga aplicada à estrutura gera tensões não proporcionais às deformações, gerando ou não deformações plásticas;

- Não-linearidade de contato: em problemas práticos, ocorre quando duas estruturas (ou duas partes de uma mesma estrutura) entram em contato, se separam após estarem em contato ou deslizam uma sobre a outra com atrito (Figura 41 c).

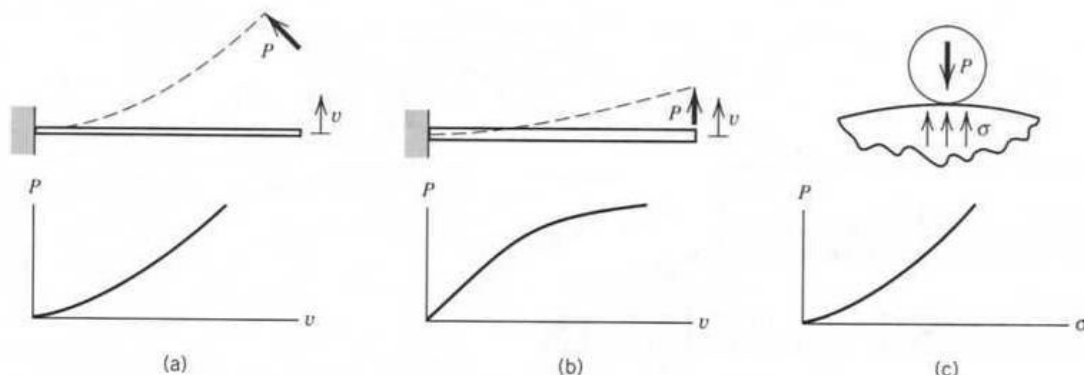


Figura 41 - (a) viga elástica delgada carregada pela carga P . (b) viga elasto-plástica carregada por uma carga P de direção fixa. (c) tensão de contato em um rolamento (COOK, 1995).

A principal metodologia de solução do LS-DYNA[®] está baseada na integração explícita do tempo descrita no item anterior. O método explícito de análise é normalmente utilizado em análises de impacto devido a sua capacidade de resolver problemas não lineares sem a necessidade de inúmeras iterações e também resolver problemas de convergência.

Para otimizar a robustez e o custo computacional nas simulações de impacto, é essencial selecionar algoritmos apropriados para aplicações específicas. Em geral, a integração explícita do tempo é adequada para a maioria dos problemas de impacto veicular, que envolve vários componentes, geometrias complexas, muitos contatos e altas deformações num curto intervalo de tempo, evitando problemas de inúmeras iterações e dificuldades de convergência. A desvantagem do método é o limite de incremento de tempo para a estabilidade computacional. O máximo incremento de tempo deve ser menor que o mínimo tempo que a onda física atravessa o elemento. Deste modo, o intervalo de tempo para o método explícito é muito menor do que o utilizado no método implícito. Como resultado, o tempo de processamento computacional é muito grande. Para problemas quase estáticos, onde a duração da simulação é de alguns segundos, o método se torna inviável.

O método implícito é mais eficiente devido ao fato de que menos ciclos de cálculo são necessários para resolver o problema, e os usuários não precisam filtrar as oscilações dinâmicas.

3.5.1. Análise Explícita

O termo “explícito” refere-se ao método numérico usado para representar e resolver as derivadas de tempo nas equações de energia e movimento.

Como já mencionado, os métodos explícitos são, do ponto de vista computacional, bastante rápidos, mas são condicionalmente estáveis. A simulação de impacto utiliza a discretização do tempo para separar as variações contínuas no tempo em segmentos muito pequenos. Durante a simulação, as equações de movimento dinâmicas devem ser integradas no tempo (t), partindo de uma condição inicial no tempo $t = 0$, que é o evento antes do impacto. O intervalo de tempo (*time step*) Δt deve ser menor que um valor crítico ou erros computacionais crescerão. O intervalo de tempo ainda deve ser menor do que o tempo que um sinal leva para viajar no material entre dois pontos nodais. Deve-se limitar o tamanho do intervalo para garantir uma solução estável, como menciona a condição de *Courant Fredericks Levy* (CFL), que constata que “em qualquer simulação computacional, o intervalo de tempo deve ser menor que o tempo para que alguma ação significativa ocorra”. Numa simulação de impacto, a ação mais significativa em termos de velocidade são as ondas que viajam através do material. A equação 3.13 mostra o cálculo da velocidade de propagação de uma onda elástica unidimensional,

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (3.13)$$

onde, E é o módulo de elasticidade e ρ é a densidade do material.

Dessa forma, o valor crítico do intervalo de tempo Δt pode ser calculado por:

$$\Delta t \leq \frac{\Delta x}{c} = \frac{\Delta x}{\sqrt{\frac{E}{\rho}}} \quad (3.14)$$

onde, Δx é a distância entre dois nós. Como esta distância poder se alterar durante a simulação, o valor do intervalo de tempo deve ser continuamente alterado para garantir a estabilidade. Quando se utiliza o aço como material, o valor típico para um intervalo de tempo estável é de um microsegundo, quando a menor distância entre os nós de um modelo for aproximadamente cinco milímetros. Portanto são necessários mais de 100.000 intervalos de tempo para resolver um evento de impacto que dure um décimo de segundo. Como medida de segurança, o valor de intervalo de tempo utilizado pelo LS-DYNA[®] é 90% do valor calculado pela expressão acima (HALLQUIST, 2002).

3.5.2. Análise Implícita

Análises implícitas são mais aplicadas a problemas estáticos, quase-estáticos e dinâmicos com baixa frequência. É um tipo de análise muito aplicada a simulações de estampagem, especialmente em análises de *spring back*⁵ depois da estampagem de chapas metálicas. (HALLQUIST, 2002).

A vantagem deste método é que ele é incondicionalmente estável (não há tamanho de intervalo de tempo crítico). Em contrapartida, ele apresenta algumas desvantagens tais como o grande esforço computacional requerido para formar, armazenar e inverter o sistema de equações. Simulações que utilizam o método implícito para sua solução, tipicamente envolvem um número pequeno de incrementos para que o cálculo não se torne computacionalmente inviável (HALLQUIST, 2002).

⁵ Termo que identifica o efeito mola comum após processo de estampagem de chapas metálicas onde se observa uma tendência de retorno da chapa ao seu formato original após liberação da força de deformação devido à recuperação elástica do material. O efeito não é apenas influenciado pelas propriedades mecânicas do material, como por exemplo, a tensão de escoamento, mas também da espessura da chapa ou características geométricas da peça deformada como raios e ângulos de concordância (<http://metals.about.com/library/bldef-Springback.htm>).

3.6. Cálculo do intervalo de tempo

Durante o cálculo, a cada iteração, ocorre uma verificação através dos elementos para atualização das tensões e dos vetores de força. Ocorre também a determinação do intervalo de tempo da simulação pelo mínimo valor de tamanho sobre todos os elementos do modelo. Para cada iteração, quando é necessário estabelecer o incremento de tempo, o software LS-DYNA® verifica todos os elementos. Na fórmula, $\Delta t = 0.9 \frac{L}{c}$ o comprimento característico L e a velocidade de propagação da onda c são dependentes do tipo de elemento e por medida de segurança, que pode ser entendida pela garantia da estabilidade do cálculo, o software LS-DYNA® utiliza 90% deste incremento de tempo calculado. A Tabela 6 mostra um breve resumo do cálculo dos parâmetros c e L para os principais tipos de elementos, sendo A a área e V o volume do elemento:

Tabela 6 - Parâmetros para cálculo do intervalo de tempo para cada tipo de elemento.

Tipos de elementos	c (velocidade da onda)	L (comprimento)
Elementos de viga	$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$	L = comprimento do elemento
Elementos de casca quadrangulares	$c = \sqrt{\frac{E}{\rho(1-\nu^2)}}$	$L = \frac{A_c}{\max(L_1, L_2, L_3, L_4)}$
Elementos de casca triangulares	$c = \sqrt{\frac{E}{\rho(1-\nu^2)}}$	$L = \frac{2A_c}{\max(L_1, L_2, L_3)}$
Elemento sólido (hexaedro)	$c = \sqrt{\frac{E(1-\nu)}{\rho(1+\nu)(1-2\nu)}}$	$L = \frac{V}{\max(A_{S1}, A_{S2}, A_{S3}, A_{S4}, A_{S5}, A_{S6},)}$
Elemento sólido (tetraedro)	$c = \sqrt{\frac{E(1-\nu)}{\rho(1+\nu)(1-2\nu)}}$	L = menor altura para elementos tetraedros de 4 nós

ESTUDO DE MATERIAL POLIMÉRICO SUBMETIDO A IMPACTO

Neste capítulo serão abordadas as características mecânicas dos materiais poliméricos e dos modelos matemáticos utilizados para representar materiais termoplásticos com foco no PA66. Serão apresentados os resultados dos testes experimentais executados no Laboratório do Grupo de Mecânica dos Sólidos e Impacto em Estruturas (GMSIE) da USP. Estes resultados serão utilizados como dados de entrada para a simulação através do software LS-DYNA®. Uma comparação entre teste físico e simulação virtual de corpos de provas será feita, com o intuito de representar virtualmente o material PA66 GF30 que será utilizado nos estudos de impacto veicular.

4.1. Introdução

A modelagem de estruturas feitas de materiais termoplásticos submetidos a impactos, incluindo grandes deformações e falhas, ainda é um desafio nos softwares de simulações de impacto existentes atualmente. Este desafio possui duas componentes. Uma delas é devido à utilização da mecânica do contínuo na sua modelagem, quando alguns fenômenos devem ser modelados através da micro-mecânica. O segundo desafio é a determinação dos parâmetros do material para os modelos através de experimentos. Bois et al., 2007 abordou o assunto mostrando um comparativo de modelos de materiais para polímeros com foco em impacto.

A grande maioria dos materiais poliméricos é composta de moléculas muito grandes - cadeias de átomos de carbono, lateralmente ligados a vários átomos. Estas macromoléculas são compostas de meros, menores entidades estruturais, que são repetidas ao longo da cadeia.

4.1.1. Características mecânicas

As propriedades mecânicas dos polímeros são especificadas com muitos dos mesmos parâmetros que são usados para metais, isto é, módulo de elasticidade, coeficiente de Poisson, resistência à tração, etc. Para muitos materiais poliméricos,

um teste simples de tensão-deformação é empregado para a caracterização desses parâmetros. As características mecânicas de polímeros, em sua maior parte, são altamente sensíveis à taxa de deformação, à temperatura, e à natureza química do ambiente (a presença de água, oxigênio, solventes orgânicos, etc.). Algumas modificações das técnicas de teste e configurações de amostra usadas para metais são necessárias com polímeros, especialmente para materiais altamente elásticos, tais como borrachas.

Três diferentes tipos de comportamento de curva tensão versus deformação são encontrados para materiais poliméricos, como representado na Figura 42. A curva A ilustra o caráter tensão-deformação para um polímero frágil, na medida em que ele se fratura enquanto se deforma elasticamente. O comportamento para o material plástico, curva B, é similar àquele encontrado em muitos materiais metálicos; a deformação inicial é elástica, a qual é seguida pelo escoamento e por uma região de deformação plástica. Finalmente, a deformação exibida pela curva C é totalmente elástica; esta elasticidade tipo borracha (grandes deformações recuperáveis) é exibida por uma classe de polímeros denominada elastômeros.

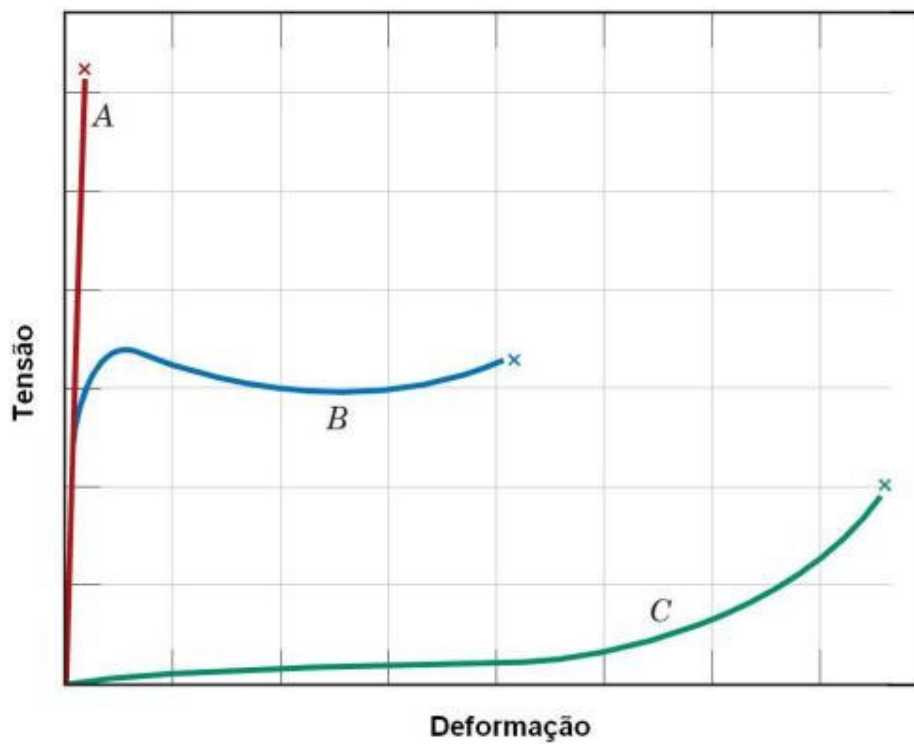


Figura 42 - Comportamento de polímeros frágeis (curva A); plásticos (curva B); e altamente elásticos (elastômeros) (curva C). (Callister, 2007).

4.1.2. Mecanismos de deformação de polímeros

Muitos polímeros na forma bruta têm estrutura esferulítica, onde cada esferulita consiste de numerosas fitas (tiras) dobradas em cadeia, ou lamelas, que irradiam para fora a partir do centro. Separando essas lamelas, existem áreas de material amorfo (Figura 43); lamelas adjacentes estão conectadas pelas cadeias de laços que passam através destas regiões amorfas.

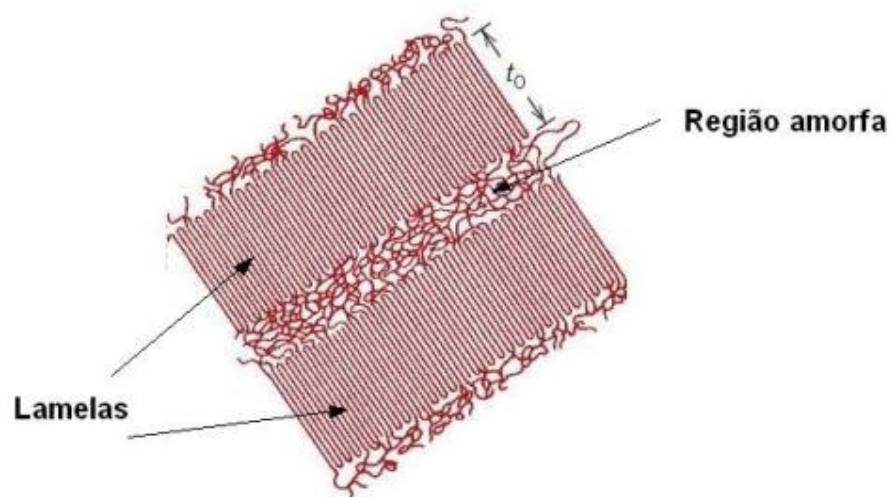


Figura 43 - Estrutura esferulítica de um polímero (Callister, W.; 2007).

O mecanismo de deformação plástica é melhor descrito pelas interações entre regiões lamelares e regiões amorfas intercalantes em resposta a uma carga de tração aplicada. Este processo ocorre em vários estágios, que estão esquematicamente diagramados na Figura 44. As duas lamelas adjacentes dobradas em cadeia e o material amorfo interlamelar, antes da deformação, estão mostrados na Figura 44 a. Durante o estágio inicial da deformação elástica (Figura 44 b e c), as fitas lamelares simplesmente se escorregam uma em relação à outra quando as cadeias de laço dentro das regiões amorfas ficam esticadas. A deformação no segundo estágio, referente ao regime plástico, ocorre pelo giro das lamelas de maneira que as dobras em cadeia ficam alinhadas com o eixo de tração (Figura 45 a). A seguir, os segmentos de blocos cristalinos se separam das lamelas,

cujos segmentos permanecem agarrados entre si por cadeias de laços (Figura 45 b). No estágio final (Figura 45 c), os blocos e as cadeias de laços ficam orientados na direção do eixo de tração. Assim, a deformação de tração dos polímeros produz uma estrutura altamente orientada. Naturalmente, durante este processo as esferulitas também experimentam mudanças em forma.

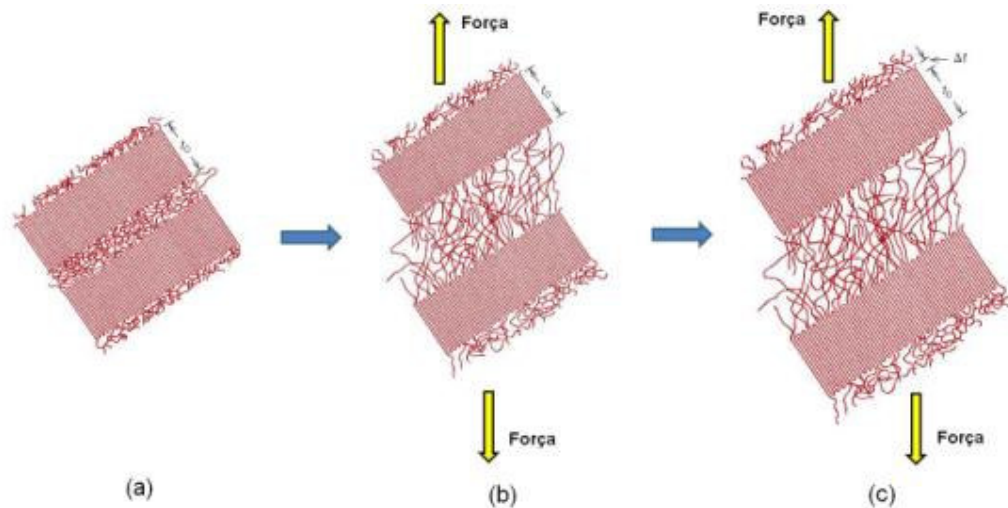


Figura 44 - Estágios de deformação elástica de um polímero (Callister, W.; 2007).

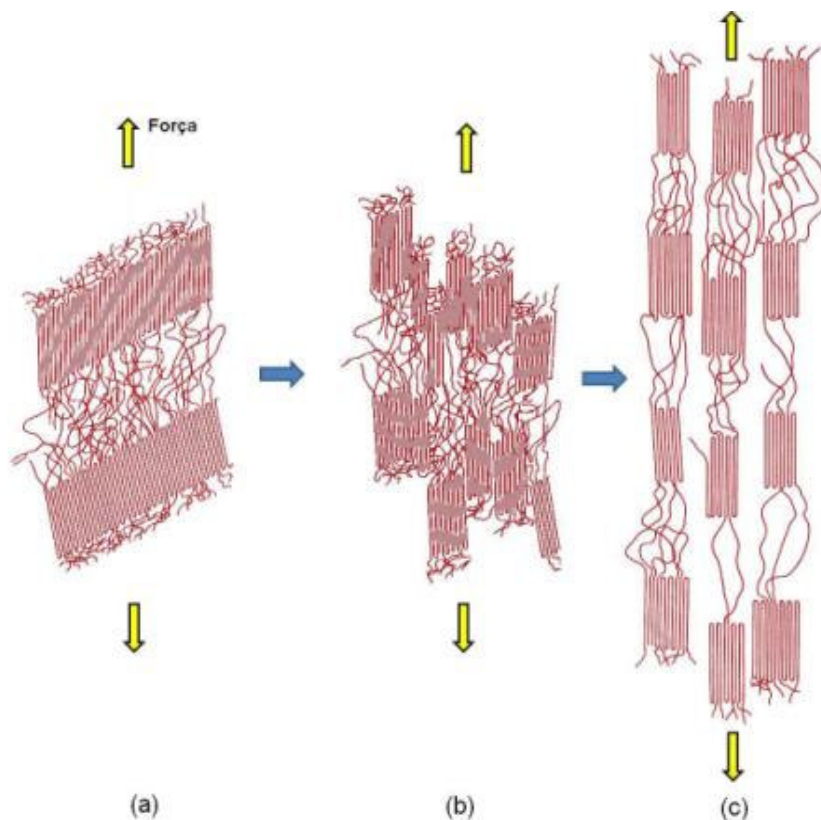


Figura 45 - Estágios de deformação plástica de um polímero (Callister, W.; 2007).

As características mecânicas dos polímeros estão sujeitos à modificação. Um aumento em resistência à tração resulta sempre que qualquer restrição é imposta sobre o processo ilustrado na Figura 45. Por exemplo, o aumento do grau de ligação cruzada inibirá o movimento relativo da cadeia e assim fortalecerá o polímero mas o tornará mais frágil.

4.1.3. Deformação macroscópica

Alguns aspectos da deformação macroscópica de polímeros merecem atenção. A curva tensão versus deformação para um material polimérico está mostrada na Figura 46, onde é possível ver a representação esquemática do perfil da amostra em vários estágios de deformação. É possível observar uma inversão de curvatura indicando uma fase de acomodação ou amolecimento (*softening*), seguida por uma fase de encruamento (*hardening*). Isto significa que para a deformação do corpo de provas, a estrição irá ocorrer em deformações muito baixas, correspondendo ao amolecimento inicial do material. O encruamento subsequente, no entanto, resulta

na estabilização da região onde se formou o empescoçamento, e a redistribuição da deformação plástica ao longo do corpo de provas. Este tipo de resposta física pode ser modelada utilizando as leis de materiais elasto-plásticos. (Bois et al., 2007).

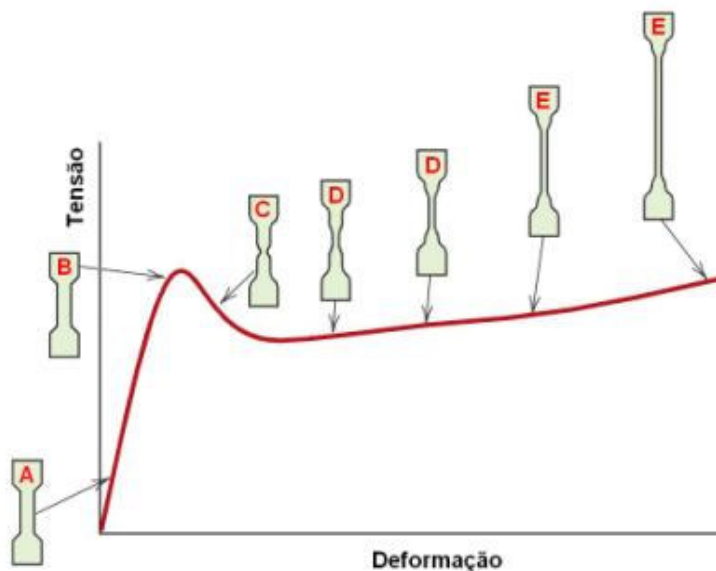


Figura 46 - Esquema de teste de tração para um polímero.

Na curva tensão versus deformação de um polímero podem ser identificadas as regiões descritas a seguir.

- Região elástica: Na região “A” da Figura 46, a tensão é proporcional a deformação seguindo a lei de Hooke. Inicialmente, é encontrada uma resposta viscoelástica, dependente do tempo, que é considerada totalmente reversível. Para pequenos carregamentos o comportamento do material é viscoelástico linear, enquanto que ao aumentar o carregamento, o comportamento passa a ser progressivamente não linear. Na prática, a curva não é perfeitamente reta e o módulo de elasticidade é medido a partir da tangente da primeira parte da curva. (Klompfen, E.; 2005). Na fase elástica ocorre conservação de volume.
- escoamento (Região “B” da Figura 46): A tensão de escoamento de um polímero é difícil de ser distinguida. O ponto de tensão no escoamento

corresponde ao ponto no qual ocorre a deformação plástica permanente; para o polímero, uma indicação deste ponto pode ser encontrada para espécimes sob carga, a uma tensão abaixo da máxima, onde a curva torna-se não linear. Para um polímero dúctil típico, o escoamento pode ocorrer de 5 a 10% de deformação, enquanto que em metais geralmente ocorre abaixo de 0,2%.

- Estricção (Região “C” da Figura 46): No ponto de escoamento ocorre uma diminuição localizada da área da seção transversal. Após o escoamento, ocorre uma queda da tensão nominal enquanto o empescoçamento se estende ao longo do espécime. O empescoçamento envolve um balanço entre encruamento e amolecimento, sendo este vinculado a um aumento de temperatura do material que ocorre durante a deformação.
- *Cold drawing* (Região “D” da Figura 46): O processo pelo qual a pescoço se estende é conhecido como *Cold Drawing*. Nesta fase, as cadeias poliméricas se desenrolam, alinhando-se paralelas a direção da força aplicada.
- *Strain Hardening* ou encruamento por deformação (Região “E” da Figura 46): O aumento de tensão no final da curva é o resultado do encruamento por deformação, que ocorre quando todo o espécime está estirado, sendo causado principalmente devido à orientação da cadeia polimérica, que está alinhada à direção de aplicação da força, e desta forma suportando, uma tensão superior a fase anterior.

4.1.4. Temperatura de fusão e transição vítrea

As propriedades mecânicas de polímeros são sensíveis às mudanças de temperatura. A fusão de um polímero corresponde à transformação de um material sólido com estrutura ordenada de cadeias moleculares alinhadas, em um líquido viscoso com estrutura desordenada. Este fenômeno ocorre através do aquecimento, numa temperatura de fusão T_m . Já a transição vítrea ocorre através do resfriamento e pode-se definir a temperatura de transição vítrea T_g como a transição de um estado sólido tipo borracha para um sólido rígido.

Para o polímero em estudo, o PA 66 GF30, o valor de T_g é 72°C e o valor de T_m é de 250°C . Os veículos antes de serem submetidos aos testes de impacto devem ser mantidos a temperatura de 24°C por uma hora, sendo este valor um requisito das normas de impacto veicular, para que não ocorram variações de teste para teste devido à temperatura. Portanto o estudo irá considerar os ensaios físicos a temperatura de 24°C para representar as mesmas propriedades mecânicas do material que será submetido ao teste de impacto.

4.1.5. Polímeros termoplásticos e termorrígidos

Um esquema de classificação de materiais poliméricos pode ser feito de acordo com a resposta mecânica a elevadas temperaturas. Os materiais podem ser divididos em polímeros termoplásticos ou polímeros termorrígidos.

Termoplásticos amolecem quando aquecidos (e eventualmente se liquefazem) e endurecem quando resfriados – processos que, até certa temperatura (260°C) são totalmente reversíveis e podem ser repetidos. Estes materiais são normalmente fabricados pela aplicação simultânea de calor e pressão. Em adição, termoplásticos são relativamente macios e dúteis.

Polímeros termorrígidos tornam-se permanentemente duros quando submetidos a altas temperaturas e não amolecem no subsequente aquecimento. Polímeros termorrígidos são geralmente mais duros, mais fortes e mais frágeis, do que os termoplásticos, e têm melhor estabilidade dimensional. Como exemplo pode-se citar borrachas vulcanizadas, epóxis e resinas fenólicas e poliésteres.

4.1.6. Viscoelasticidade

Sabe-se que um polímero pode se comportar como um vidro a baixas temperaturas, ou como um sólido do tipo borracha (elastomérico) em temperaturas intermediárias (acima da temperatura de transição vítrea) e como um líquido viscoso quando a temperatura é ainda mais elevada.

Para deformações relativamente pequenas, seu comportamento mecânico a baixas temperaturas pode ser elástico, isto é, em conformidade com a lei de Hooke. Em temperaturas mais altas, prevalece o comportamento viscoso ou tipo líquido. Para

temperaturas intermediárias é encontrado um sólido tipo borracha que exibe as características mecânicas combinadas destes dois extremos; esta condição é denominada viscoelasticidade. A deformação elástica é instantânea, o que significa que a deformação total ocorre no instante em que a tensão é aplicada ou aliviada (isto é, a deformação é independente do tempo). Em adição, após o alívio da carga, a deformação é totalmente recuperada, ou seja, a amostra assume suas dimensões originais (Figura 47 a e b). Em contraste, para um comportamento viscoso, a deformação não é instantânea, isto é, em resposta a uma tensão aplicada, a deformação acontece com atraso ou de forma dependente do tempo. Esta deformação também não é completamente reversível após a carga ter sido aliviada. Este fenômeno é demonstrado na Figura 47 (c). Para o comportamento viscoelástico intermediário, a imposição de uma tensão conforme Figura 47 (a) resulta numa deformação instantânea, que é seguida por uma deformação viscosa, dependente do tempo. Este comportamento está ilustrado na Figura 47 (d).

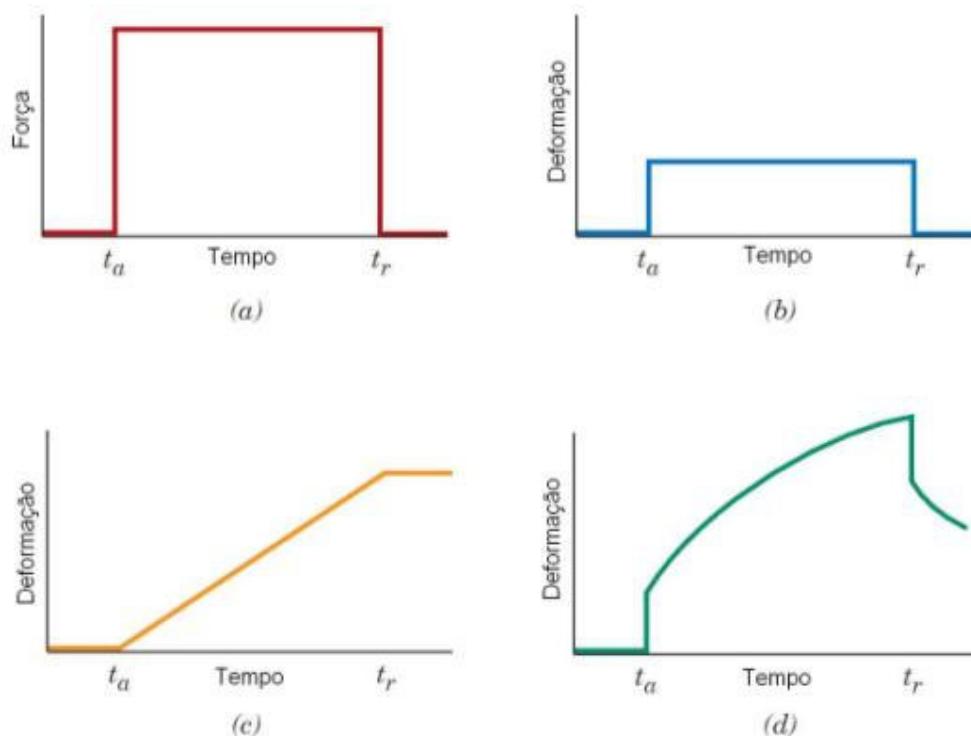


Figura 47 - Resposta da deformação versus tempo para um dado carregamento.

4.1.7. Fratura de polímeros

Em relação ao modo de falha, é possível classificar materiais que sofrem fratura frágil, como os vidros, ou fratura dúctil, caso de metais como cobre ou alumínio, que apresentam elevado nível de deformação antes da falha. Os polímeros possuem ambos os tipos de comportamento, apresentando várias formas de curvas tensão versus deformação. Os polímeros vítreos tendem a ser quebradiços, falhando sob baixas deformações quase sem deformação plástica. Por outro lado, polímeros semicristalinos são mais dúcteis e passam por estiramento antes da falha. Borrachas vulcanizadas são capazes de ser estiradas elasticamente até altas extensões.

4.2. Modelos Constitutivos

A fim de prever o desempenho de componentes fabricados a partir de polímeros, uma correta combinação de equações de estado e modelo constitutivo é necessária como dados de entrada para a simulação numérica. Idealmente, o modelo constitutivo deve capturar a temperatura, deformação e a dependência da taxa de deformação do material, e também ser capaz de quantificar as componentes elásticas e plásticas da deformação do polímero, bem como indicar o modo de falha. O desenvolvimento de materiais de alto desempenho para aplicações de engenharia de ponta exige que as propriedades do material para o projeto de componentes devem ser entendidas quantitativamente em termos de sua estrutura química e morfológica.

Segundo Klompen (2005), devido à grande dependência da taxa de deformação e da temperatura, a tensão de escoamento dos polímeros não pode ser descrita utilizando critérios de escoamento clássicos. Devem ser consideradas teorias de escoamento moleculares que consideram os polímeros como fluidos de alta viscosidade, onde os modelos mais conhecidos e utilizados são os modelos de Eyring e Argon. Apesar de estes modelos representarem adequadamente a influência da taxa de deformação e da temperatura, a aplicação deles é limitada, pois eles não consideram os efeitos de *softening* e *hardening*.

A maioria dos modelos de deformação e escoamento de um polímero é baseada no modelo micro-mecânico de viscosidade de Eyring. Segundo Porter e Gould (2009), apud Roetling (1966), apud Bauwens-Crowet (1964) modificaram o modelo de Eyring para ser aplicado aos polímeros polimetacrilato de metila, PMMA,

polimetacrilato de etila, PEMA, e polipropileno, PP. Apud Bauwens-Crowet et al. (1969) atualizou o modelo para incluir policarbonato, PC, e policloreto de vinila, PVC, em seguida, incluiu compressão de PMMA, que também considera um modelo visco-elástico simples com uma combinação mola e amortecedor em paralelo e em série com outra mola. Essencialmente, os modelos representaram o escoamento com a transição de um estado de módulo elástico vítreo para um estado viscoso do tipo borracha, que é equivalente a condição de transição vítrea induzida termicamente. O problema destes modelos é uma imprecisão em baixas tensões de escoamento e temperaturas altas próximas da temperatura de transição vítrea, T_g .

Atualmente existem modelos que representam com boa precisão o comportamento mecânico dos polímeros, como o modelo desenvolvido por Porter e Gould (2009), que calcula as propriedades mecânicas não-lineares de polímeros em função da temperatura e taxa de deformação. O modelo é baseado na premissa de que as propriedades mecânicas são uma consequência direta da energia armazenada e energia dissipada durante a deformação do material. Esta premissa é transformada em um conjunto de propriedades para a equação de estado e as relações constitutivas de engenharia em um polímero por meio da quantificação do armazenamento de energia e perda a nível molecular de interações entre grupos característicos de átomos em um polímero. As relações constitutivas são formuladas como um conjunto de equações analíticas que prevêm propriedades diretamente em termos de um pequeno conjunto de parâmetros estruturais que podem ser calculados diretamente e independentemente a partir da composição química e da morfologia de um polímero.

Tomita (2000) desenvolveu equações constitutivas para polímeros vítreos utilizando a teoria de redes de cadeia molecular. Tomita propôs um modelo baseado na teoria de redes de cadeia molecular, em que a mudança do número de pontos emaranhados foi levada em conta.

Segundo Bois (2007), na prática, os termoplásticos de alta rigidez podem ser modelados com uma boa aproximação como um corpo elástico-plástico. Devido a limitações de modelos de materiais poliméricos existentes nos softwares de elementos finitos comerciais disponíveis, como o Ls-Dyna[®], que atualmente possui aproximadamente cinco tipos de modelos para representar polímeros, sendo que alguns deles são representados pelo modelo de Von Mises, também conhecido

como teoria da energia de distorção, este sendo largamente utilizado para metais. Um estudo feito por Huberth F. et al. (2005), comparou os dados de testes dinâmicos de materiais termoplásticos com simulações numéricas utilizando modelos de materiais do Ls-Dyna[®] baseados no modelo de Von Mises, em que bons resultados foram obtidos, porém levando em consideração alguns pontos que serão discutidos a seguir, além disso, foi possível representar as curvas tensão versus deformação a diferentes taxas de deformação do material, como pode ser visto na Figura 48, onde $\dot{\epsilon}_1 < \dot{\epsilon}_2 < \dot{\epsilon}_3$.

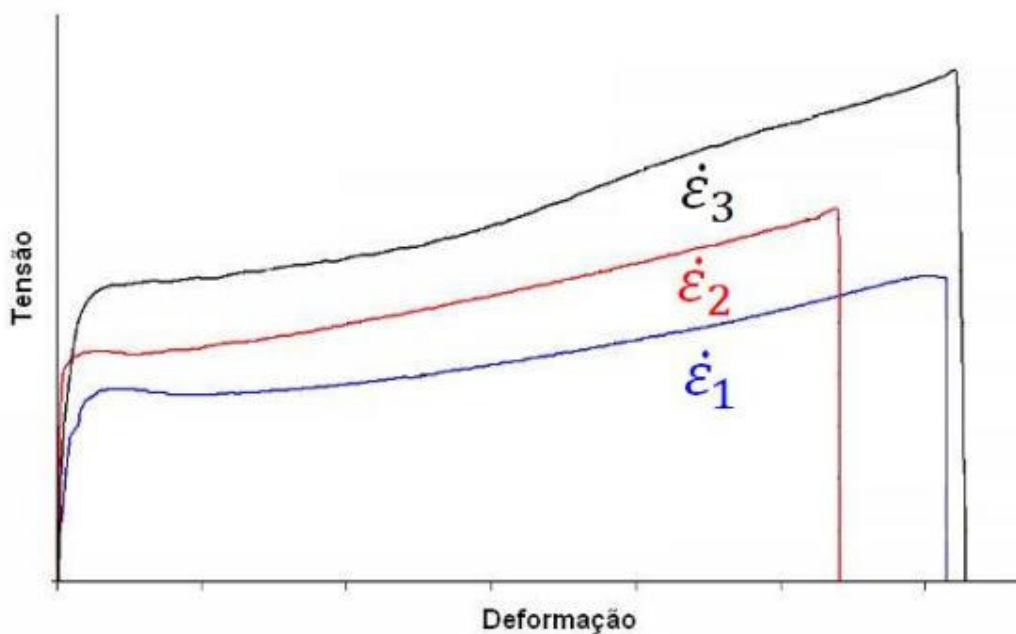


Figura 48 - Curvas Tensão x Deformação a diferentes taxas de deformação.

O modelo de material utilizado no estudo por Huberth F. et al. (2005) foi o *MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY do software LS-Dyna[®] que é baseado na teoria da energia de distorção (Apêndice 1) e assume um regime de elasticidade linear e um regime adjacente plástico incluindo o encruamento.

4.2.1. Critério de escoamento para termoplásticos

Outra diferença entre os termoplásticos e metais é o efeito do estado de tensão. A tensão de escoamento dos metais depende apenas da distorção e, portanto, segue o critério de Von Mises. A tensão de escoamento dos termoplásticos, porém, não depende apenas da distorção, mas também das componentes hidrostáticas do tensor das tensões.

Segundo Dean G. e Wright L. (2003) o cálculo de tensões envolve o uso de um critério de escoamento que para os plásticos é conhecido por ser sensível à componente hidrostática da tensão. O mais simples destes critérios pode ser equacionado da seguinte forma:

$$\sigma_c = \sigma_{VM} + \mu * \sigma_k \quad (4.1)$$

Onde σ_k é a tensão hidrostática:

$$\sigma_k = \frac{1}{3(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)} \quad (4.2)$$

E σ_{VM} é a tensão de Von Mises, deduzida no Apêndice 1.

$$\sigma_{VM} = \frac{\sqrt{2}}{2 \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 \right]^{\frac{1}{2}}} \quad (4.3)$$

Os termos σ_c e μ da equação 4.1 são parâmetros do material. σ_c é uma função de

encruamento e está relacionada à tensão de escoamento por cisalhamento σ_s através da equação:

$$\sigma_c = \sqrt{3} \sigma_s \quad (4.4)$$

O termo μ é uma medida da sensibilidade do escoamento à componente

hidrostática da tensão.

A diferença entre este critério e o de Von Mises pode ser observada através da análise dois casos simples: tração e compressão uniaxial. De acordo com a eq. 4.13, a tensão de escoamento sob tração uniaxial será a mesma que sob compressão uniaxial. De acordo com a eq. 4.1, no entanto, os dois valores serão diferentes. Sob tração uniaxial, $\sigma_1 = \sigma$, $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$, a equação 4.1 fica:

$$\sigma_e = \sigma_c - \frac{1}{3}\mu * \sigma \quad (4.5)$$

Considerando o caso de compressão uniaxial, $\sigma_1 = \sigma_2 = 0$, $\sigma_3 = -\sigma$, a equação 4.1 fica:

$$\sigma_e = \sigma_c + \frac{1}{3}\mu * \sigma \quad (4.6)$$

O valor de μ para materiais plásticos varia de 0,1 a 0,2. Isto leva a uma diferença

de 11% a 23% na tensão de escoamento entre uma condição de carregamento uniaxial de tensão e compressão, sendo que na compressão são encontrados valores de tensão maiores que na tração.

4.2.2. Coeficiente de Poisson (ν)

Os metais apresentam quase nenhuma dilatação durante deformação plástica. Os termoplásticos, contudo, deformam através de diferentes mecanismos de tal forma

que eles costumam dilatar-se durante a deformação plástica e, portanto, ν é menor que 0,5. Por exemplo, o coeficiente de Poisson do termoplástico ABS (ACRILONITRITO-BUTANO-ESTIRENO) reduz de 0,35 para 0,25 durante a deformação.

O valor do coeficiente de Poisson pode resultar em uma substancial diferença no cálculo da tensão em grandes deformações. O número de Poisson de 0,5 é utilizado na formulação de relações constitutivas na teoria clássica da plasticidade e no cálculo da tensão verdadeira a partir da tensão de engenharia. Pode-se deduzir o efeito do número de Poisson para o cálculo da tensão verdadeira na forma,

$$\sigma_{\text{verdadeira}} = \sigma_{\text{eng}} \cdot (1 + \epsilon_{\text{eng}})^{2\nu} \quad (4.7)$$

onde ϵ_{eng} é a deformação de engenharia.

Quando ν é igual a 0,5 a equação 4.7 se reduz a conhecida relação entre tensão de engenharia e tensão real:

$$\sigma_{\text{verdadeira}} = \sigma_{\text{eng}} \cdot (1 + \epsilon_{\text{eng}}^l) \quad (4.8)$$

Usando a equação 4.7, pode-se estimar o efeito do número de Poisson para o cálculo da tensão verdadeira. A Figura 49 mostra a razão da tensão verdadeira para a tensão de engenharia como uma função da deformação de engenharia para números de Poisson $\nu = 0,5$, $\nu = 0,4$, $\nu = 0,3$ e $\nu = 0,2$.

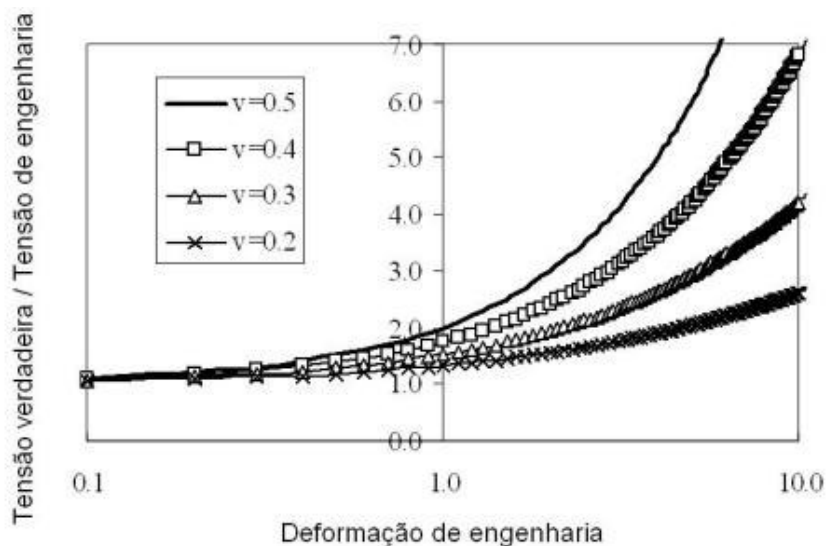


Figura 49 - Razão entre tensão verdadeira e tensão de engenharia em função da deformação de engenharia variando o número de Poisson.

4.3. Considerações para o estudo dos reforços pré-moldados

A aplicação dos reforços pré-moldados na estrutura do veículo visa à diminuição da deformação da célula de sobrevivência do automóvel. Como resultado, espera-se que a região onde o reforço foi aplicado, não apresente deformações significativas, ou seja, a função do reforço é estabilizar a estrutura que está apresentando colapso tanto axial como em forma de rótula plástica. Baseado nestas considerações é esperado que o reforço trabalhe no regime linear, pois caso o mesmo apresente deformação plástica é necessário aumentar sua espessura. Pode-se tomar como exemplo um veículo que possua grande deformação na coluna A, como mostrado na Figura 50:



Figura 50 - Veículo com grande deformação na coluna A.

Ao inserir o reforço na coluna A, o resultado desejado é que esta não apresente deformações, e conseqüentemente que o reforço não apresente deformações plásticas. Portanto, para a simulação do material polimérico, será dada ênfase na representação do regime elástico, onde os modelos disponíveis para simulação numérica apresentam bons resultados. Caso o reforço apresente deformações acima do regime elástico na simulação, existem modos de identificar estas regiões e adicionar material para que as mesmas não atinjam o regime plástico. Portanto a caracterização do material e a simulação serão feitas focando na identificação da transição do regime elástico para o regime plástico em termos de deformação, bem como na influência da taxa de deformação.

4.4. Caracterização das propriedades mecânicas do PA66 GF30

Como visto nos itens anteriores, termoplásticos, dependendo da sua composição apresentam diferenças com relação às características mecânicas, sendo que sua rigidez pode variar muito. O reforço pré-moldado que será estudado é fabricado utilizando o termoplástico Poliamida 66 com 30% de fibra de vidro (PA66 GF30), sendo utilizado para aplicações estruturais. A Tabela 7 mostra as propriedades mecânicas do PA66 GF30.

Tabela 7 - Propriedades mecânicas do PA66 GF30 (MERREM MATERIALS, 2008).

Propriedades Mecânicas	
Densidade	1,35g/cm ³
Módulo de Elasticidade	7000MPa
Tensão de ruptura	110MPa
Alongamento	6%

A Tabela 8 mostra alguns tipos de materiais termoplásticos com seu respectivo módulo de flexão. A tabela mostra que a porcentagem de fibra de vidro pode aumentar em até 300% a rigidez à flexão do material.

Tabela 8 - Tipos de termoplásticos (MERREM MATERIALS, 2008).

		Material	Módulo de Flexão (PSI)
TEMOPLÁSTICOS	Dúctil	Poliétileno (PE)	150000
		Polipropileno (PP)	200000
		Policarbonato (PC)	340000
		ABS, 0 -20% fibra de vidro	350000
		Poliâmida 66 (PA)	350000
		Acetal (AC)	400000
		Poliestireno (PS)	430000
		Polipropileno, 40% talco (PP40)	500000
		Poliétileno <i>Sulfide</i>	550000
	Moderado	ABS, 20% fibra de vidro	650000
Poliâmida 66, 12% fibra de vidro		800000	
Policarbonato, 20% fibra de vidro (PC20)		850000	
Rígido	Policarbonato, 30% fibra de vidro (PC20)	1100000	
	Poliâmida 66, 30% fibra de vidro (PA30)	1200000	
	Polímero de cristal líquido (LCP)	1400000	

Para ser possível simular o reforço pré-moldado, será necessário executar testes estáticos e dinâmicos para caracterizar o material PA66 GF30. A partir do reforço mostrado na Figura 51, foram feitos corpos de provas (Figura 52) com as dimensões ilustradas na Figura 53.



Figura 51 - Reforço pré-moldado que será submetido a ensaios de impacto.

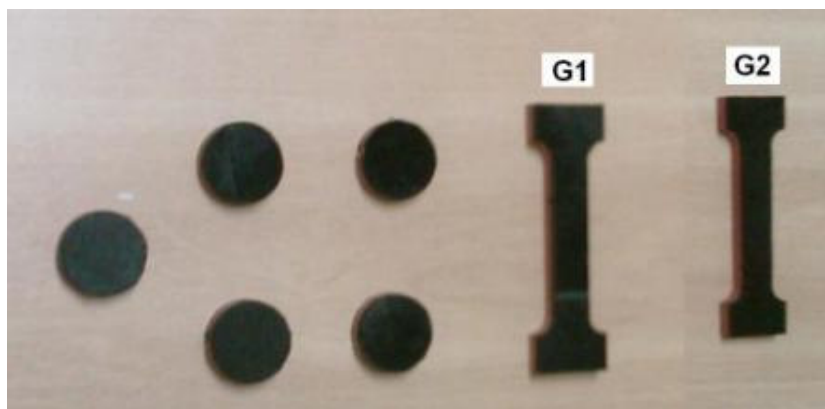


Figura 52 - Corpos de provas.

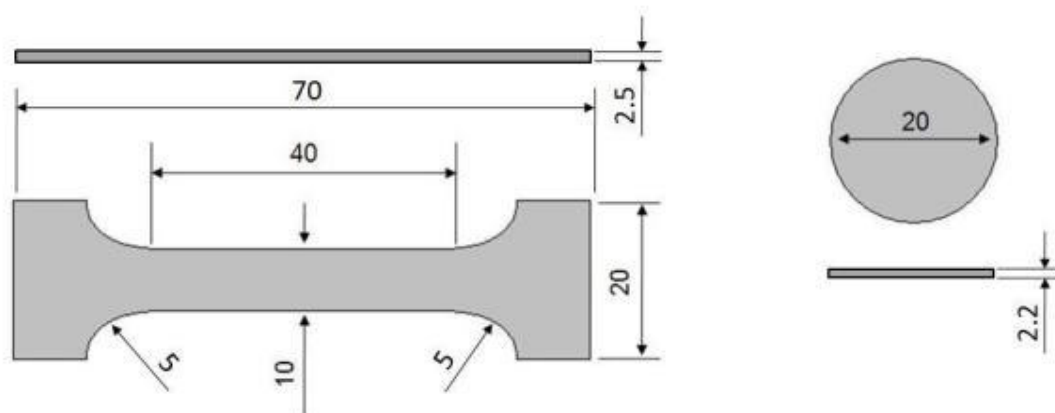


Figura 53 - Dimensões dos corpos de provas.

Em geral, um corpo de prova padronizado com área da seção transversal conhecida (A_0) é tracionado e os dados de carga aplicada (F) e deslocamento (d) são utilizados para a confecção da curva tensão versus deformação de engenharia. Porém, dada a geometria complexa da estrutura de onde os corpos de prova foram retirados, estes estão fora de padrão e será usada caracterização inversa para encontrar os parâmetros do modelo do material.

Os corpos de provas cilíndricos serão utilizados para testes dinâmicos, para avaliar a influência da taxa de deformação.

4.4.1. Caracterização estática do material

O teste de caracterização mais comumente realizado e que fornece informações valiosas sobre as propriedades do material é o ensaio uniaxial de tração. Este ensaio resulta na curva tensão versus deformação de engenharia do material. A deformação (ϵ_N) de engenharia unidimensional é definida como sendo:

$$\epsilon_N = \frac{d}{l_0} = \frac{l - l_0}{l_0} \quad (4.9)$$

onde l é o comprimento instantâneo do corpo de prova, e l_0 o comprimento inicial.

A tensão de engenharia (σ_N) é dada por:

$$\sigma_N = \frac{F}{A_0} \quad (4.10)$$

A curva tensão versus deformação de engenharia, porém, está baseada inteiramente nas dimensões originais do corpo de prova, sendo que estas variam continuamente durante o ensaio. Por isso, uma descrição realista do comportamento do material requer o conhecimento da curva tensão versus deformação verdadeira.

A tensão verdadeira ou de Cauchy unidimensional (σ_V) é calculada considerando a área verdadeira da seção (A) durante o ensaio, e é dada pela expressão:

$$\sigma_V = \frac{F}{A} \quad (4.11)$$

Conforme mencionado no item 4.1.3, durante a fase elástica ocorre conservação de volume, então temos que

$$\sigma_V = \sigma_N (1 + \epsilon_N) \quad (4.12)$$

Já deformação verdadeira ou logarítmica (ϵ_V) é obtida integrando-se:

$$\varepsilon_V = \int_{A_0}^A -\frac{dA}{A} \quad (4.13)$$

A solução da equação (4.13) resulta em

$$\varepsilon_V = \ln(1 + \varepsilon_N) \quad (4.14)$$

As medidas de deformação logarítmica e tensão de Cauchy são ditas objetivas e energeticamente conjugadas (Hill, 1978).

A partir de testes de tração realizados no Laboratório do Grupo de Mecânica dos Sólidos e Impacto em Estruturas (Figura 54), foi possível determinar a curva tensão versus deformação do material em estudo, como mostra a Figura 55.



Figura 54 - Imagem do teste de tração realizado no Lab. do GMSIE.

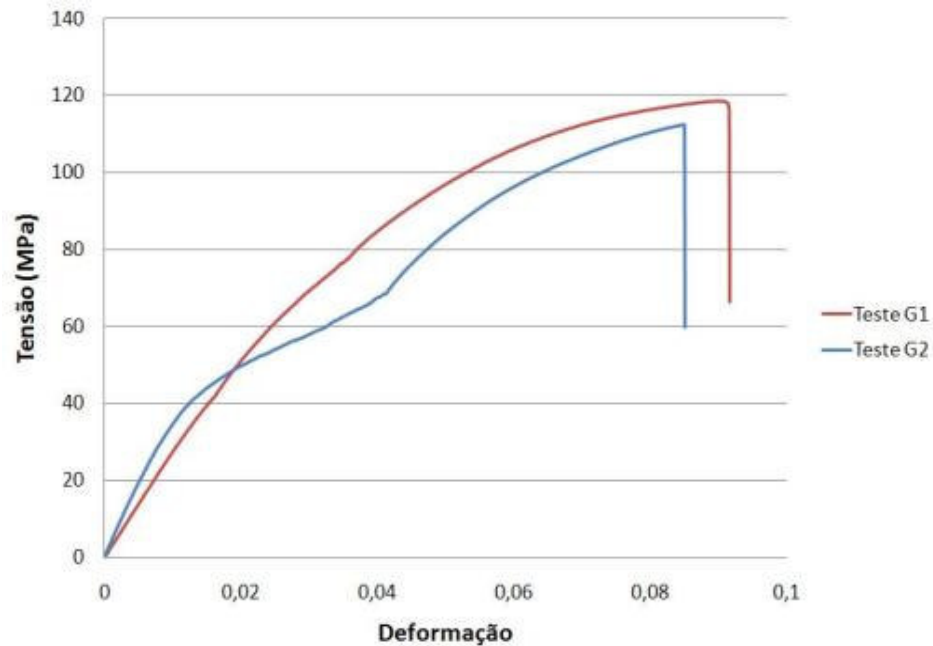


Figura 55 - Curvas tensão versus deformação do teste com os corpos de provas G1 e G2.

Os corpos de provas apresentaram características de fratura frágil, pois não houve a ocorrência de empescoamento e praticamente não houve deformação plástica ao longo do corpo de provas, como mostra a Figura 56.



Figura 56 - Detalhe do corpo de prova após o ensaio.

4.4.2. Caracterização dinâmica do material

Como mencionado anteriormente, quando um material é submetido a impacto, ocorrem variações do comportamento do material com a taxa de deformação. Para medir este efeito, pode-se ensaiar o material utilizando-se a Barra de Hopkinson (SPHB - *Split Pressure Hopkinson Bar*). O ensaio consiste em projetar uma barra cilíndrica, o *striker*, contra um conjunto três elementos: barra de entrada, corpo de prova, barra de saída. O choque do *striker* na barra de entrada gera uma onda de deformação que a percorre. Ao atingir o corpo de prova, parte da onda é refletida e parte percorre o corpo de prova sendo transmitida para a outra barra. As leituras das ondas de deformação incidente, refletida e transmitida permitem a caracterização dinâmica do material através de sua curva tensão versus deformação a uma taxa de deformação média. Um estudo similar com o material PA66 foi feito por Hao X. et al. (2005) onde a Barra de Hopkinson foi utilizada para obter as curvas e equações constitutivas do material.

A Barra de Hopkinson utilizada neste estudo está disponível no Laboratório do Grupo de Mecânica dos Sólidos e Impacto em Estruturas (GMSIE) e pode ser vista na Figura 57.



Figura 57 - Barra de Hopkinson do laboratório do GMSIE da USP.

O esquema mostrado na Figura 58 ilustra o posicionamento do corpo de provas em relação a barra de entrada e saída, e os pulsos incidente (ϵ_i), transmitido (ϵ_t) e refletido (ϵ_r) podem ser vistos na Figura 59.

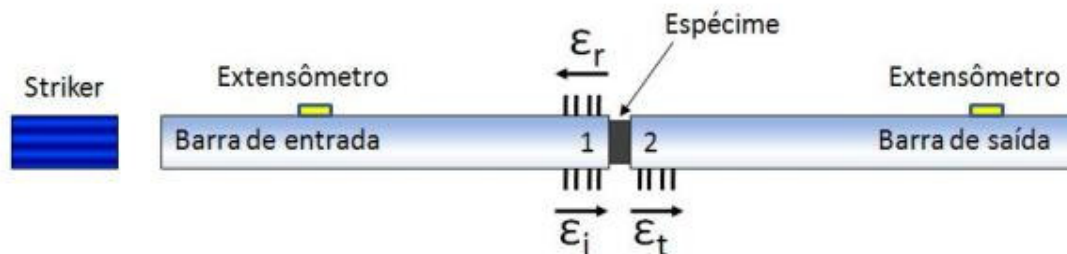


Figura 58 - Esquema da Barra de Hopkinson.

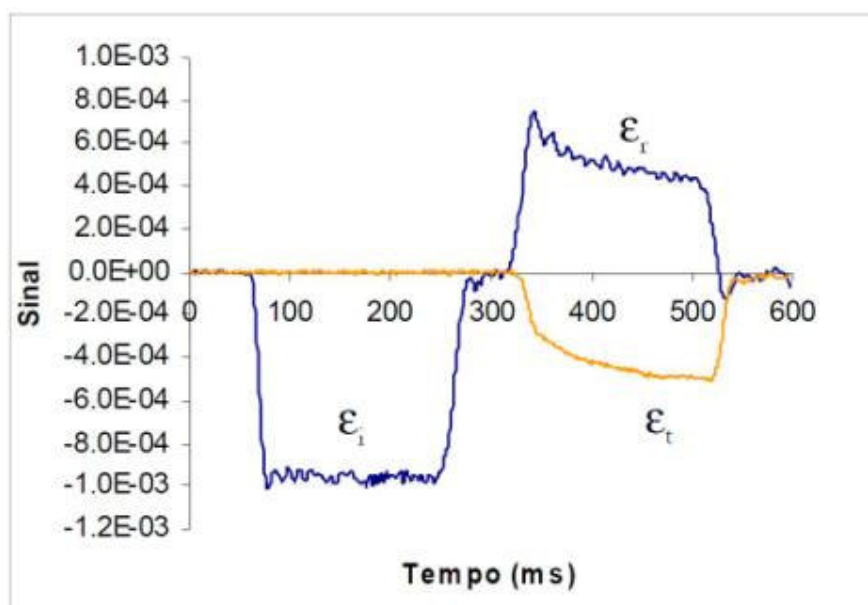


Figura 59 - Sinal dos pulsos incidente, transmitido e refletido.

O equacionamento a seguir mostra como é possível calcular o histórico de tensão e deformação do espécime.

$$\epsilon_1 = \frac{\partial u_1}{\partial x} \quad (4.15)$$

Sendo u_1 o deslocamento da extremidade 1 da barra de entrada e u_2 o deslocamento da extremidade 2 da barra de saída, conforme Figura 58:

$$u_1 = \int \varepsilon_1 dx = \int \varepsilon_1 \frac{dx}{dt} dt = \int_0^t c_b \varepsilon_1 dt \quad (4.16)$$

$$u_1(t) = \int_0^t c_b \varepsilon_1(t) dt = c_b \int_0^t [\varepsilon_i(t) - \varepsilon_r(t)] dt \quad (4.17)$$

$$u_2 = \int_0^t c_b \varepsilon_2 dt \quad (4.18)$$

$$u_2(t) = \int_0^t c_b \varepsilon_2(t) dt = c_b \int_0^t \varepsilon_t(t) dt \quad (4.19)$$

onde c_b é a velocidade da onda elástica na barra.

O histórico de deformação do espécime é dado por:

$$\varepsilon_E(t) = \frac{u_1(t) - u_2(t)}{L_s} \quad (4.20)$$

$$\varepsilon_E(t) = \frac{c_b}{L_s} \int_0^t [\varepsilon_i(t) - \varepsilon_r(t) - \varepsilon_t(t)] dt \quad (4.21)$$

onde L_s é a espessura inicial do espécime. A taxa de deformação é definida como:

$$\dot{\varepsilon}_E(t) = \frac{c_b}{L_s} [\varepsilon_i(t) - \varepsilon_r(t) - \varepsilon_t(t)] \quad (4.22)$$

Define-se P_1 e P_2 como as forças na extremidade 1 e 2 das barras respectivamente.

$$P_1(t) = E_b A_b [\varepsilon_i(t) + \varepsilon_r(t)] \quad (4.23)$$

$$P_2(t) = E_b A_b \varepsilon_t(t) \quad (4.24)$$

onde E_b e A_b é o módulo de elasticidade e a área da seção transversal da barra respectivamente. Dessa maneira, o histórico de tensões no espécime é dado pela equação 4.26.

$$\sigma_E(t) = \frac{P_1(t) + P_2(t)}{2A_s} \quad (4.25)$$

$$\sigma_E(t) = E_b \frac{A_b}{2A_s} [\varepsilon_i(t) + \varepsilon_r(t) + \varepsilon_t(t)] \quad (4.26)$$

No total, 12 corpos de provas cilíndricos foram testados utilizando barras metálicas de entrada e saída, pois as barras de polímero não atingiam energia suficiente para deformar o material plasticamente. O resultado pode ser visto na Figura 60, onde nota-se que as tensões atingidas foram abaixo do esperado devido a limitações do equipamento para este tipo de material, pois no teste estático a tensão no corpo de provas foi superior a 100MPa. Outro fato notado, é que não houve deformação plástica durante o teste estático, e como a barra de Hopkinson mede a sensibilidade da taxa de deformação no regime plástico, o resultado torna-se inválido para este estudo e, portanto serão utilizados dados da literatura para inserir o efeito da taxa de deformação no material a ser simulado.

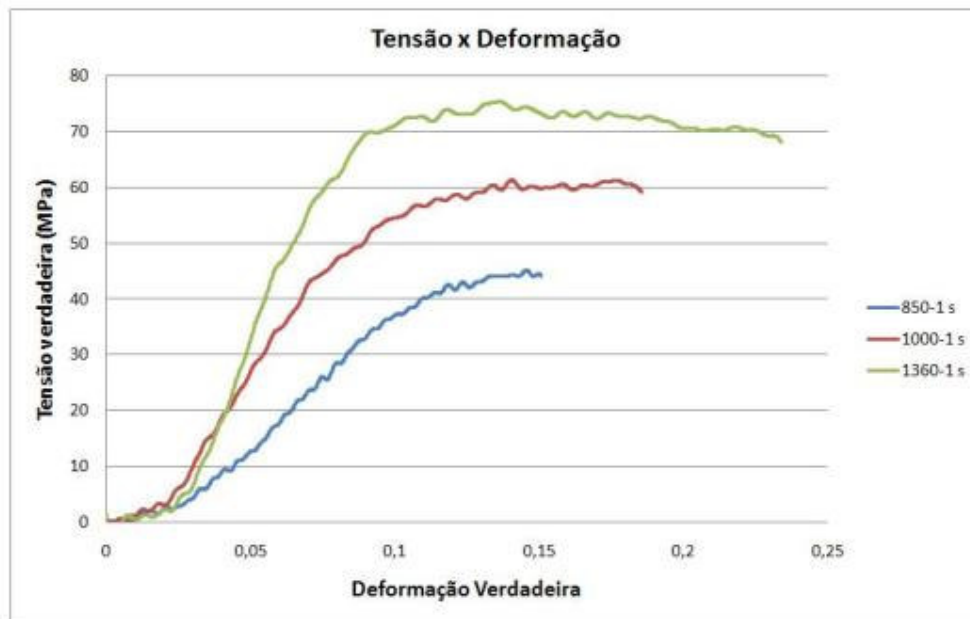


Figura 60 - Resultado dos testes dinâmicos com a barra de Hopkinson.

As curvas dinâmicas apresentadas na Figura 61 serão utilizadas no trabalho. Estas representam valores médios de testes realizados com o PA66 GF30 na Universidade de Michigan.

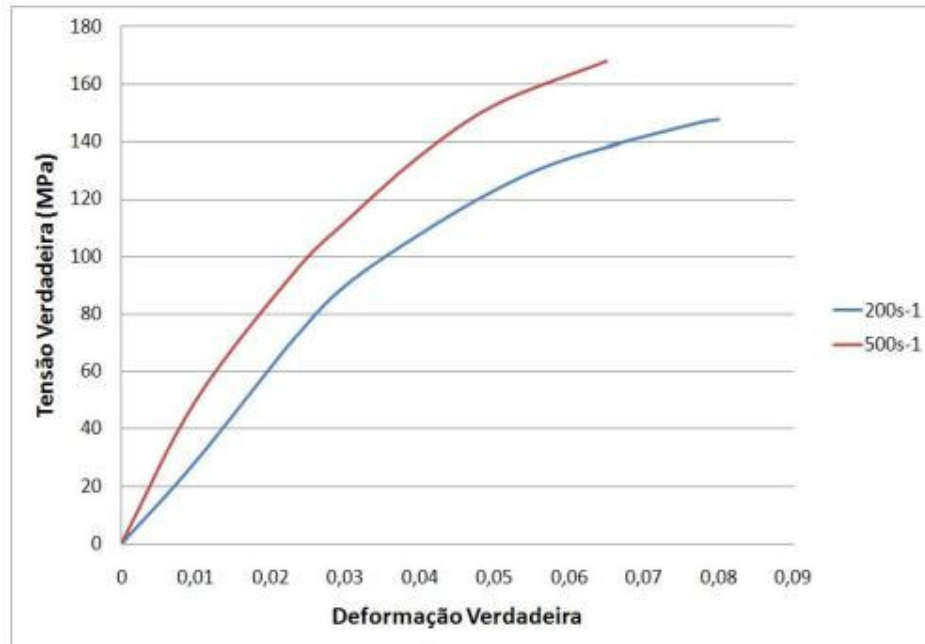


Figura 61 - Curvas Tensão versus Deformação a diferentes taxas de deformação de teste realizado na Universidade de Michigan.

Hao et al. (2005) realizaram estudos com o material PA66, onde curvas dinâmicas de tensão versus deformação foram levantadas e podem ser vistas na Figura 62.

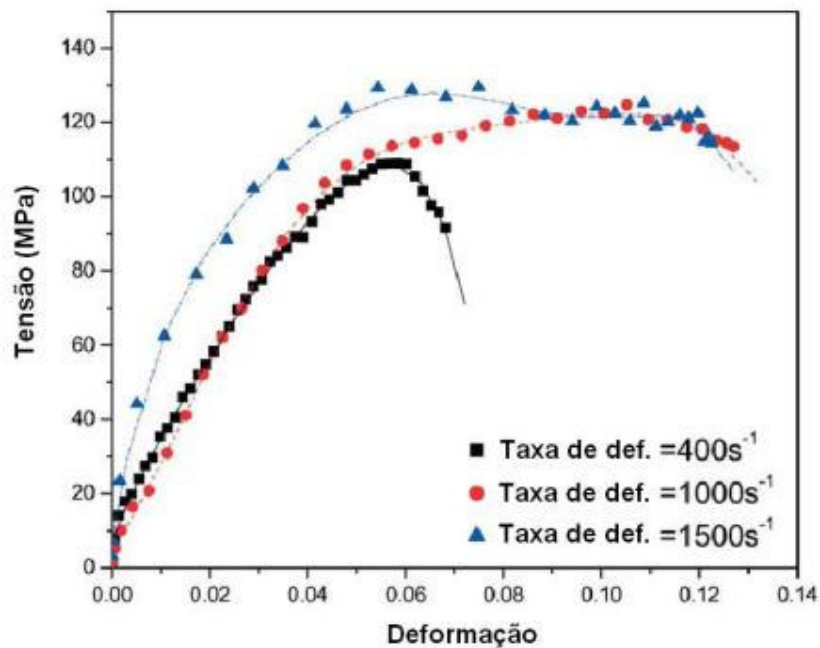


Figura 62 - Curvas tensão versus deformação do material PA66 a diferentes taxas. (Hao et al., 2005)

4.5. Simulações numéricas

A partir dos dados dos testes realizados para a caracterização do material PA66 GF30, serão feitas simulações com alguns modelos de materiais disponíveis com o intuito de escolher o modelo que melhor correlacione com os testes experimentais.

A maioria dos materiais disponíveis para simulação de polímeros utiliza uma abordagem assumindo elasticidade linear e um regime plástico adjacente, onde a falha do material pode ser modelada utilizando como critério a tensão ou a deformação.

O modelo de material *MAT24 (*MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY) utilizado no software Ls-Dyna[®] é baseado no modelo de Von Mises. O software ainda permite considerar a influência da taxa de deformação de duas formas. A primeira deve-se inserir a curva tensão versus deformação para cada taxa de deformação, de modo que o software interpola valores para o comportamento do material de acordo com a taxa de deformação imposta ao elemento. A segunda forma é a utilização do modelo de Cowper-Symonds (Apêndice I).

Existem também, em softwares comerciais, modelos especialmente desenvolvidos para polímeros, como o modelo de Blatz e Ko e o modelo de Mooney e Rivlin, ambos implementados no LS-Dyna[®]. O modelo apresenta ainda a dependência da taxa de deformação no critério de falha. Entretanto, este é um assunto que vem sendo estudado na literatura (Teng E Wierzbicki, 2006; Borvick et al., 2009).

Um modelo em elementos finitos (Figura 63) com as dimensões dos corpos de provas G1 e G2 foi elaborado e simulado no software LS-Dyna[®] utilizando o *MAT_24 com as curvas extraídas do ensaio quase estático. O resultado é mostrado na Figura 64, que compara a curva tensão versus deformação da simulação com os testes experimentais. O modelo de material pode ser encontrado no Apêndice II deste trabalho.

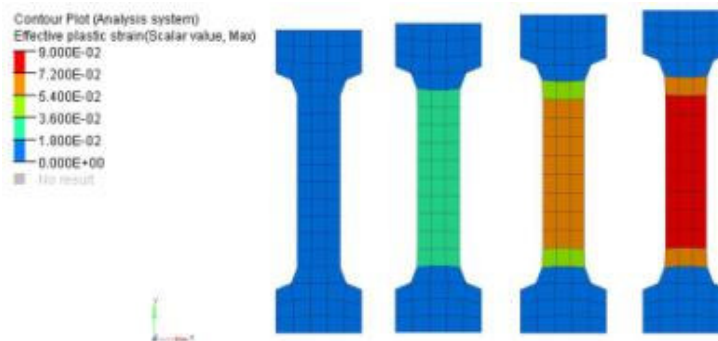


Figura 63 - Modelo em elementos finitos do corpo de provas G1 e G2.

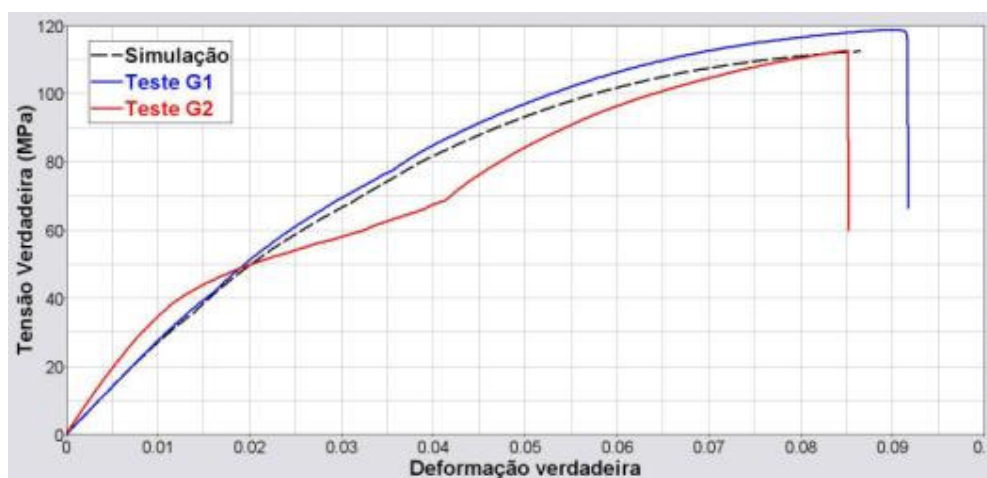


Figura 64 - Comparação das curvas tensão versus deformação extraída do teste e da simulação.

Como o modelo utilizando *MAT_24 obteve boa correlação com o teste experimental, serão inseridas neste modelo as curvas dinâmicas. As curvas serão inseridas utilizando o cartão *DEFINE_TABLE do software, que consiste numa tabela que relaciona as taxas de deformação com as respectivas curvas tensão versus deformação. Abaixo da linha de comando *DEFINE_TABLE, deve-se inserir em linhas as taxas de deformação em ordem crescente. Logo abaixo, devem-se inserir as curvas de maneira seqüencial respeitando a ordem da taxa de deformação crescente. A Figura 65 mostra o cartão utilizado no modelo, onde é possível identificar as três taxas de deformação e as respectivas curvas no cartão *DEFINE_CURVE.

```

*DEFINE_TABLE
$HMNAME CURVES      143LoadTable_143
$HWCOLOR CURVES     143      3
$HMCURVE  4      5 LoadTable143
      143
$$ HM Entries in number of values =      3
2.000000000000000E-06
0.2
0.5
Taxa de deformação em ms

*DEFINE_CURVE
$HMNAME CURVES      5020LoadCurve_5020
$HWCOLOR CURVES     5020      3
$HMCURVE  2      2 LoadCurve5020
      5020      0      1.01.0000E-03      0.0      0.0      0
      0.0      0.0
2.344640000000000E-04      0.56825914195
6.090100000000000E-04      1.6699865
9.029160000000000E-04      2.52856725
      .
      .
      .
      0.08634875      118.12329581
      0.089560125      118.651075
      0.09014805      118.70335
      1.0      119.85

*DEFINE_CURVE
$HMNAME CURVES      5021LoadCurve_5021
$HWCOLOR CURVES     5021      3
$HMCURVE  2      2 LoadCurve5021
      5021      0      1.01.0000E-03      0.0      0.0      0
      0.0      0.0
      0.01      28.8
      0.023329685      72.0
      0.03      90.0
      0.04      108.0
      0.050270431      123.6
      0.06      134.4
      0.077211175      146.4
      0.08      147.6
      1.0      150.6

*DEFINE_CURVE
$HMNAME CURVES      5022LoadCurve_5022
$HWCOLOR CURVES     5022      3
$HMCURVE  2      2 LoadCurve5022
      5022      0      1.01.0000E-03      0.0      0.0      0
      0.0      0.0
      0.01      50.0
      0.023329685      95.0
      0.03      112.0
      0.04      135.0
      0.050270431      153.0
      0.065      168.0
      1.0      170.0

```

Curva correspondente a taxa de deformação 2.0E-6 ms⁻¹

Curva correspondente a taxa de deformação 0.2 ms⁻¹

Curva correspondente a taxa de deformação 0.5 ms⁻¹

Figura 65 - Cartão *DEFINE_TABLE do software LS-Dyna para relacionar as curvas experimentais com sua respectiva taxa de deformação.

Para ser possível verificar a resposta do modelo de material a diferentes taxas de deformação, três simulações foram executadas. Para cada uma delas um deslocamento no tempo foi imposto a fim de representar as seguintes taxas de deformação: 0.002s⁻¹, 200s⁻¹ e 500 s⁻¹. O resultado pode ser encontrado na Figura 66, onde as curvas em tracejado representam as simulações. Como o modelo apresentou bons resultados, este será utilizado nas simulações do reforço estrutural.

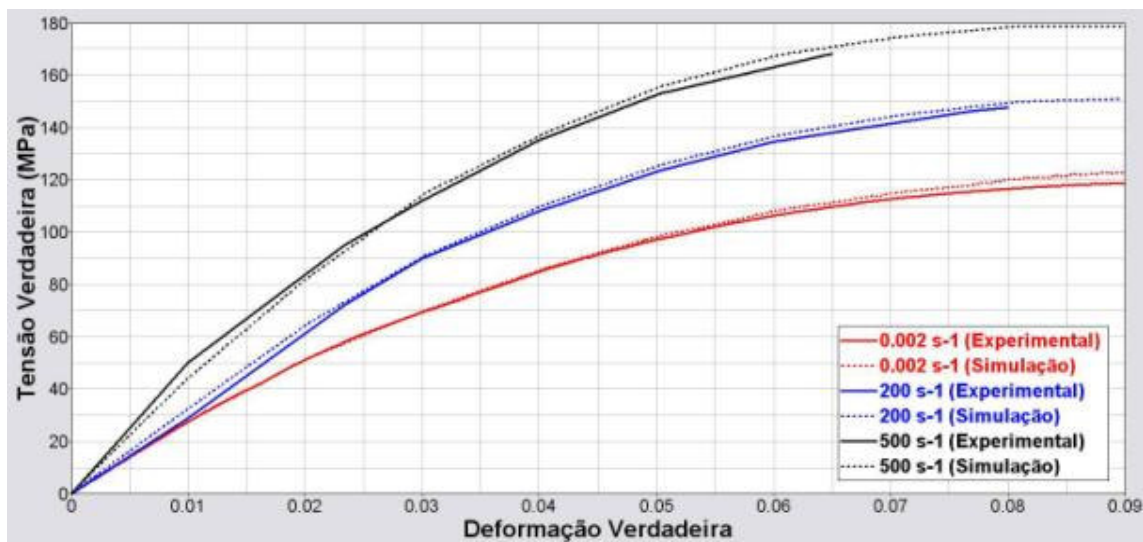


Figura 66 - Comparação da resposta da simulação com as curvas de testes realizados com o PA66 GF30 na Universidade de Michigan.

As propriedades mecânicas utilizadas nas simulações são encontradas na Tabela 9.

Tabela 9 - Propriedades mecânicas utilizadas nas simulações.

Propriedades Mecânicas	
Densidade	1,37g/cm ³
Módulo de Elasticidade	4000MPa
Coefficiente de Poisson	0,4

NORMAS DE SEGURANÇA VEICULAR APLICADAS AO DESENVOLVIMENTO DA ESTRUTURA DO VEÍCULO.

Além de projetar veículos visando à segurança dos ocupantes, as montadoras de automóveis devem atender a diversos requisitos legais para poder homologar o veículo e assim comercializá-lo no mercado. Existem também instituições independentes que avaliam os veículos através de critérios próprios, geralmente mais severos que as normas legais, com o intuito de divulgar estes resultados aos consumidores para que os mesmos estejam cientes do grau de segurança que o veículo a ser adquirido possui. Desta forma, as grandes montadoras avaliam seus modelos tanto para atender os requisitos legais quanto aos testes de instituições independentes como a EuroNCAP, que avalia e classifica os veículos vendidos na Europa.

Em geral, os fabricantes de automóveis têm três razões diferentes para realizar os testes de impacto:

- 1 - Atender os requisitos das normas americanas (FMVSS) e européias (ECE) a fim de obter a aprovação oficial e homologação para uso nas estradas em vários países.
- 2 - Cumprir as exigências de testes de instituições independentes, também chamados de testes de mídia, tais como EuroNCAP, US-NCAP, JNCAP, que classificam os veículos com o intuito de informar os consumidores sobre o nível de segurança de seus veículos.
- 3 - Investigação e desenvolvimento de testes que dão aos engenheiros dados valiosos para criar carros mais seguros.

As normas de segurança veicular podem abranger o veículo como um todo, como um teste de impacto, ou somente algumas peças, em que existem normas específicas para avaliar componentes ou subsistemas, como exemplo pode-se citar a norma de proteção ao pedestre, que avalia o capô e o pára-choque do veículo. Este trabalho irá focar nas normas de segurança que estão relacionadas à estrutura do veículo como um todo, já que o foco do estudo é a implementação de reforços poliméricos pré-moldados para melhorar o desempenho da estrutura, e

conseqüentemente diminuir as lesões nos ocupantes. Estas normas são aquelas relacionadas a impactos em altas velocidades, onde existem um conjunto de normas legais para impactos frontais, laterais e traseiros, sendo que tais normas são distintas dependendo do país em que se deseja comercializar o veículo. As normas legais mais severas existentes atualmente são as que vigoram nos Estados Unidos, e, portanto um veículo projetado para atender as normas deste país certamente poderia ser homologado em qualquer outro país do mundo. A seguir será feita uma abordagem das normas de impactos frontais, laterais e traseiros de forma a identificar os parâmetros relevantes a serem monitorados para quantificar o desempenho estrutural do veículo, bem como justificar as condições de contorno utilizadas para a execução das simulações virtuais.

5.1. Impactos frontais

Os testes de impacto frontais são os mais importantes no desenvolvimento do projeto de um veículo, pois este é responsável pelo maior número de fatalidades em acidentes. As normas legais mais severas existentes atualmente são aquelas em vigor nos Estados Unidos, onde a NHTSA (*National Highway Traffic Safety Administration*) é responsável por emitir as normas americanas conhecidas como FMVSS (*Federal Motor Vehicle Safety Standards*), em que os fabricantes de automóveis vendidos neste país devem atender os requisitos especificados nas normas. A norma de impacto frontal americana FMVSS208 é utilizada como critério para o desenvolvimento da estrutura do veículo, onde segundo a norma, o veículo a 56km/h deve impactar uma barreira rígida de concreto a 0 graus (Figura 67). O objetivo da norma é medir e avaliar as lesões na cabeça, pescoço, peito e pernas dos *dummies*. Os dados extraídos podem ser comparados com valores da norma e o veículo é avaliado através de uma pontuação de estrelas que podem variar de 1 a 5 estrelas. As estrelas significam a probabilidade de risco de vida que os passageiros sofreriam num impacto idêntico ao teste. A Tabela 10 mostra o número de estrelas em função da probabilidade de risco de vida. Assim, quando o consumidor adquirir um veículo, é possível saber o nível de proteção que o mesmo possui.

Tabela 10 - Número de estrelas em função da probabilidade de risco de vida (NHTSA, 2009).

★ ★ ★ ★ ★	menos de 10% de risco de vida
★ ★ ★ ★	10% a 19% de risco de vida
★ ★ ★	20% a 34% de risco de vida
★ ★	35% a 45% de risco de vida
★	mais de 45% de risco de vida

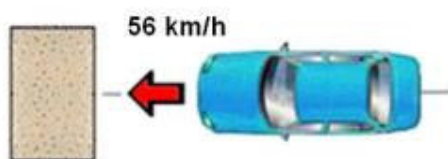


Figura 67 - FMVSS208: Impacto frontal a 56km/h em barreira rígida (NHTSA, 2009).

Na Europa e nos 56 países integrantes da Comissão Econômica das Nações Unidas, os veículos devem atender os requisitos da ECE (*United Nations Economic Commission for Europe*), que são responsáveis por elaborar normas para diversos tipos de testes, como os de impacto frontal, lateral, traseiro, de capotamento, de cintos de segurança, bancos, painel de instrumentos, pára-choques e proteção ao pedestre. As normas da ECE mais importantes para o projeto da estrutura frontal do veículo são a ECE-R12 e a ECE-R94. No Brasil, o CONTRAN adotou estas mesmas normas, sendo exigidas pela Resolução 221/07 e 463/73, que visam atender a critérios biomecânicos de segurança para os ocupantes dos veículos e garantir também a integridade do sistema de combustível. Este trabalho focará a parte de simulações de impactos frontais nestas duas normas, já que estarão em vigor no Brasil a partir de 2012.

5.1.1. ECE-R94 / CONTRAN 221/07

A norma ECE-R94 e o CONTRAN 221/07 estabelece requisitos em relação à proteção dos ocupantes para a homologação de veículos. Estes requisitos se

resumem a valores máximos permitidos de movimentação de coluna de direção e lesões na cabeça, pescoço, tórax, abdômen e pernas dos *dummies*, que são posicionados no veículo que será impactado numa barreira tipo ODB (*Offset Deformable Barrier*) com 40% de sobreposição a uma velocidade de 57km/h. A Figura 68 ilustra a configuração do teste.

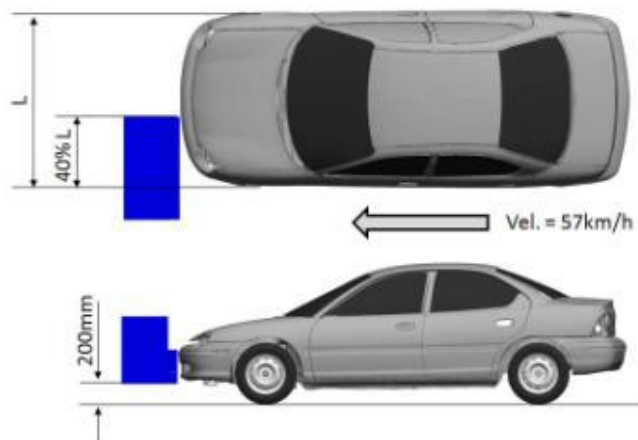
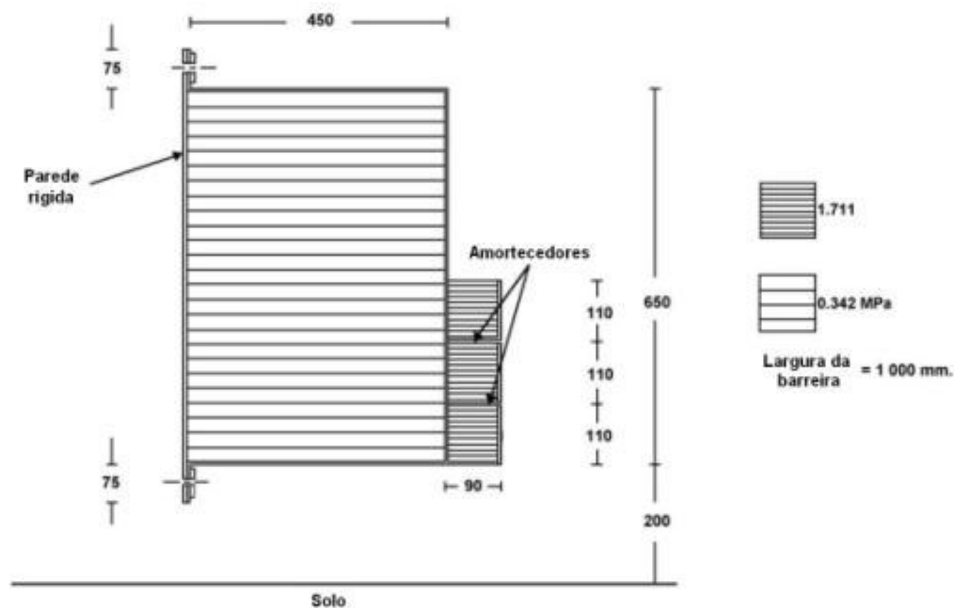


Figura 68 - Posicionamento da barreira na norma ECE-R94.

Abaixo se encontra um resumo do teste segundo a norma:

- Velocidade do veículo no instante do impacto: 57km/h;
- Barreira: deformável com as seguintes propriedades:



- Massa de teste: Veículo em ordem de embarque (sem fluídos) + tanque com 90% da capacidade preenchida com água + 25kg de instrumentações + 2 *dummies* HIII 50% (87kg cada) nos bancos dianteiros.

Para ser possível medir o desempenho estrutural do veículo, devem-se definir regiões a serem medidas antes e depois do teste. Os pontos a serem medidos são aqueles que influenciam diretamente nas lesões dos ocupantes, como a coluna de direção, estrutura do painel de instrumentos, assoalho na região dos pés dos ocupantes e a coluna A. Na Figura 69 é possível identificar os pontos que serão medidos nas simulações virtuais.

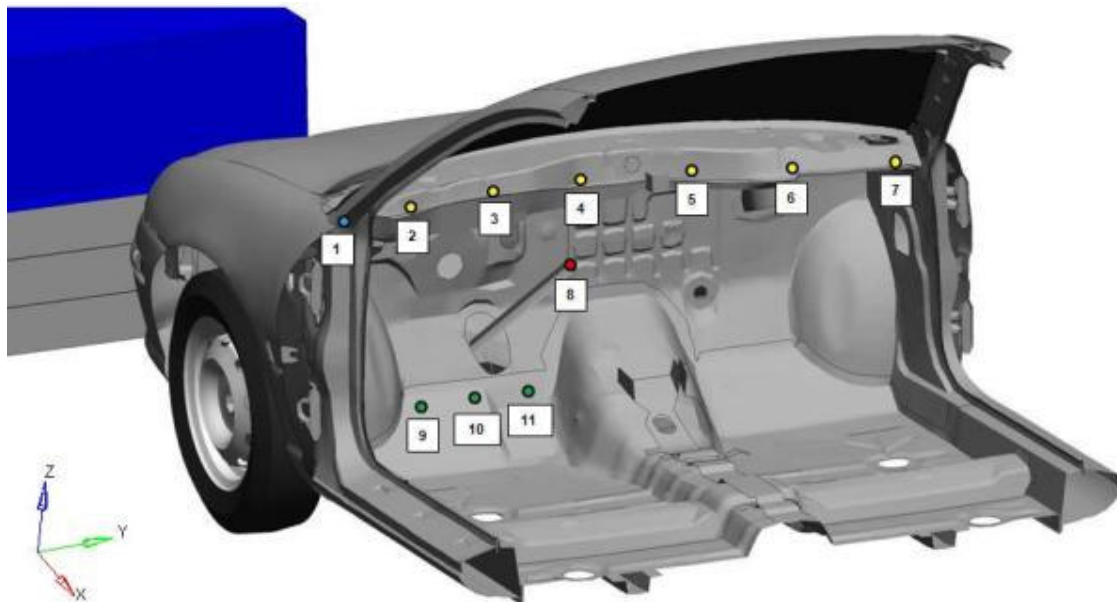


Figura 69 - Pontos monitorados para medições.

O ponto 1 é a medida da deformação da coluna A, que é necessário para mensurar a redução na abertura da porta. Os pontos de 2 a 7 são necessários para medir o quanto o painel de instrumentos irá se deslocar em direção aos ocupantes. O ponto 8 servirá para medir o deslocamento da coluna de direção nos eixos x, y e z, sendo o deslocamento em x e z responsáveis pelas lesões no tórax e cabeça do ocupante, onde a norma estabelece valores máximos de 80mm em z e 100mm em x. A medição em y é necessária para determinar o quanto o *airbag* irá se deslocar em relação ao ocupante, sendo desejável um pequeno deslocamento. Os pontos de 9 a 11 são necessários para medir a deformação na região dos pés e pernas, sendo os pontos 9, 10 e 11 a região do pedal da embreagem, freio e acelerador respectivamente.

5.1.2. ECE-R12 / CONTRAN 463/73

A norma ECE-R12 e o CONTRAN 463/73 estabelece requisitos em relação à proteção dos ocupantes contra o volante de direção para a homologação de veículos. Estes requisitos se resumem a valores máximos permitidos de movimentação de coluna de direção do veículo, que deverá ser inferior a 127mm na longitudinal e que o sistema de combustível não apresente

vazamentos. O veículo é impactado numa barreira rígida a 0° a uma velocidade de 50km/h. A Figura 70 ilustra a configuração do teste.

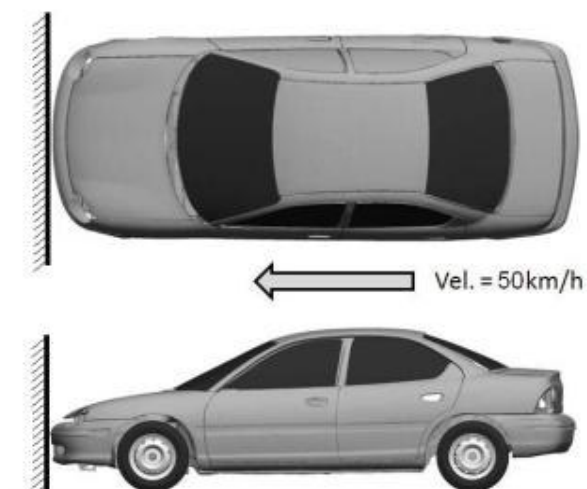


Figura 70 - Configuração do teste conforme a ECE-R12 e CONTRAN 463/73.

Abaixo se encontra um resumo do teste segundo a norma:

- Velocidade do veículo no instante do impacto: 50km/h;
- Barreira: indeformável a 0° ;
- Massa de teste: Veículo em ordem de embarque (sem fluídos) + tanque com 90% da capacidade preenchida com água + 25kg de instrumentações.

O modo de medição do desempenho estrutural é o mesmo mencionado para a norma da ECE-R94, seguindo os pontos de medição da Figura 69. Nos impactos em barreira rígida, os ocupantes são submetidos à elevada desaceleração e desta forma deve-se monitorar o valor da desaceleração efetiva, em que como critério de projeto deve ser menor que 27Gs sendo o pulso de desaceleração adquirido na travessa do banco do motorista. Outro parâmetro que deve ser monitorado é a deformação efetiva, que será brevemente explicada a seguir. O gráfico da Figura 71 mostra a curva de velocidade na região do ocupante (linha azul) durante o impacto de um veículo numa barreira rígida. A linha reta vermelha é uma aproximação da velocidade que será utilizada como um artifício para o cálculo da deformação efetiva.

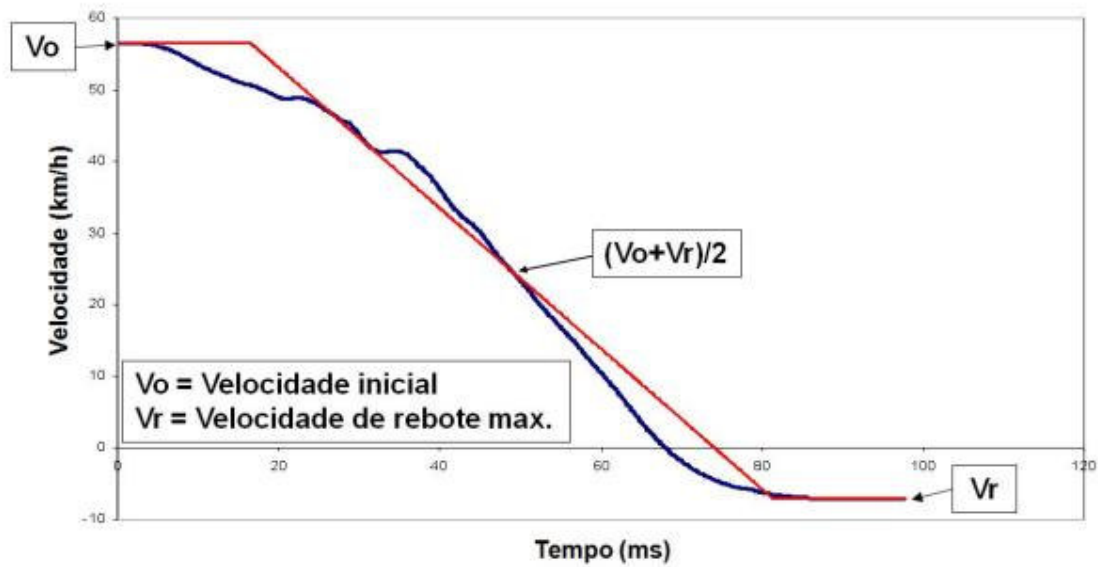


Figura 71 - Gráfico do pulso de velocidade num impacto frontal.

Uma linha de aproximação (linha verde) é desenhada na Figura 72 de forma que as áreas $(A+B)=(A'+B')$ e como $(A+B+C+D)=(A'+B'+C'+D')$, tem-se que $(C+D)=(C'+D')$.

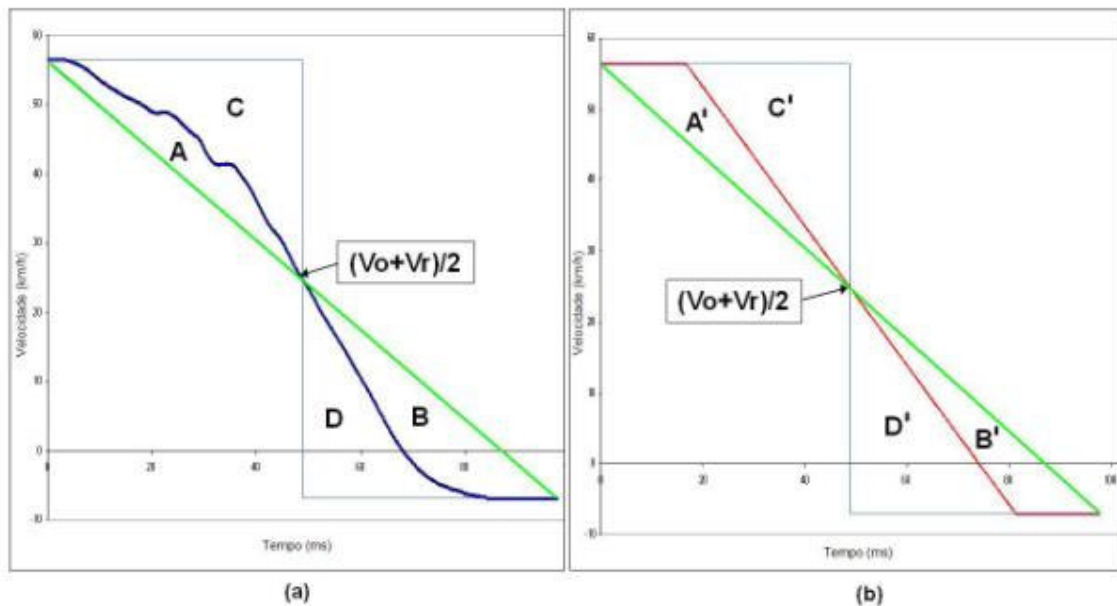


Figura 72 - Linha de aproximação (linha verde).

A deformação efetiva (D_e) pode ser definida como a área mostrada na Figura 73 e pela equação abaixo:

$$D_e = 2(C' + D') = 2(C + D) \quad (6.1)$$

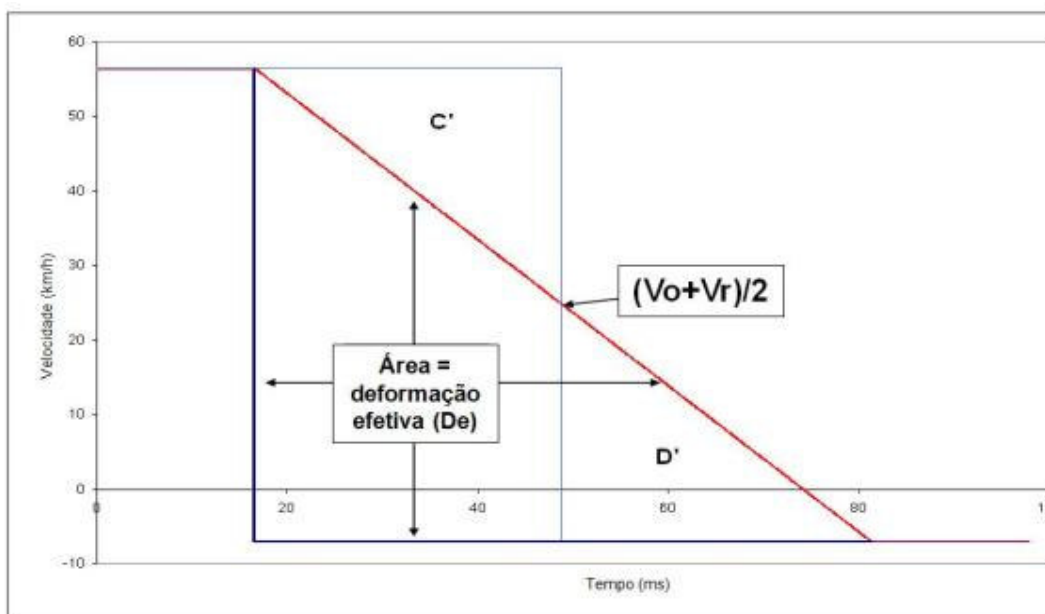


Figura 73 - Deformação efetiva.

A desaceleração efetiva (A_e) pode ser definida como:

$$A_e = \frac{\Delta V^2}{D_e} = \frac{(V_o - V_r)^2}{2(C + D)} \quad (6.2)$$

Pode-se afirmar que quanto maior for a deformação efetiva, os ocupantes estarão suscetíveis a ações menos severas durante o impacto, pois a desaceleração sofrida será menor.

5.2. Impactos laterais

Da mesma forma que nos impactos frontais, as normas americanas são as mais severas para o impacto lateral, onde a NHTSA através da norma FMVSS214, estipula critérios biomecânicos para avaliação e homologação dos veículos. Nesta

norma, uma barreira de 1500 kg impacta o veículo num ângulo de 27° a 54 km/h. A Figura 74 ilustra a configuração do teste e a barreira está representada pelo veículo B.

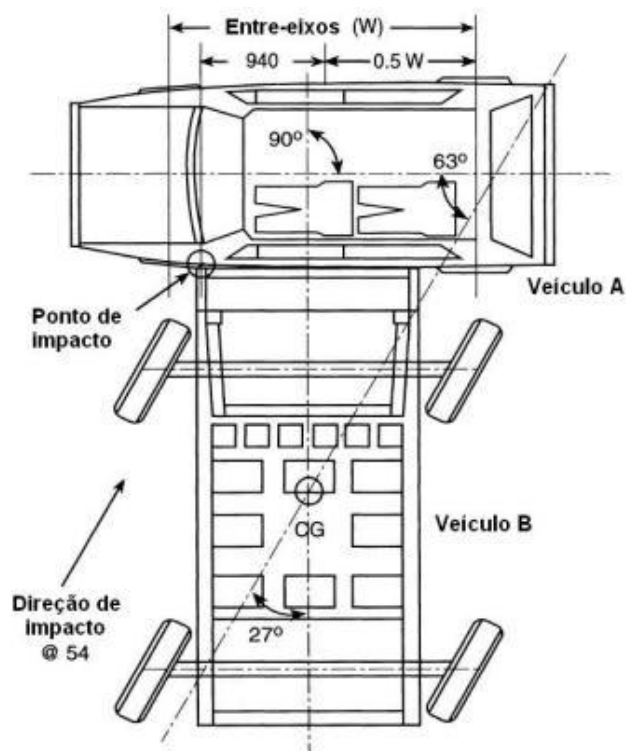


Figura 74 - posicionamento da barreira de acordo com a norma FMVSS214.

Neste trabalho será simulada a ECE-R95 que é a norma exigida pela ECE e futuramente pelo CONTRAN para impactos laterais. Os requisitos se resumem a valores máximos permitidos de lesões na cabeça, pescoço, tórax, abdômen e pernas dos *dummies*, que são posicionados no veículo que será impactado por uma barreira de 970 kg a 90° a uma velocidade de 50 km/h. A Figura 75 ilustra a configuração do teste.

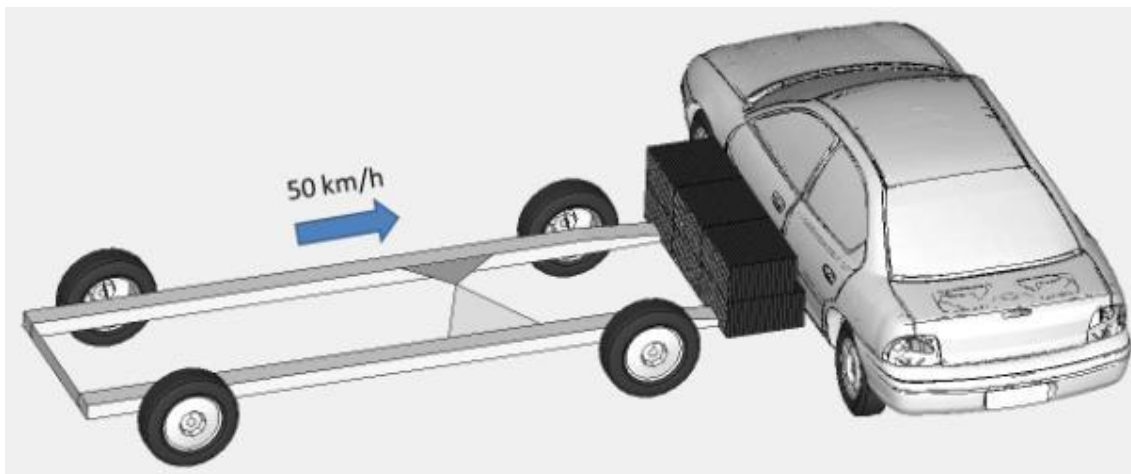


Figura 75 - Barreira da norma ECE-R95.

Abaixo se encontra um resumo do teste segundo a norma:

- Velocidade da barreira no instante do impacto: 50km/h;
- Barreira: deformável a 90° com massa de 970 kg;
- Massa de teste: Veículo em ordem de embarque (sem fluídos) + tanque com 90% da capacidade preenchida com água + 25 kg de instrumentações + um *dummi* no banco do motorista (modelo ESID2 de 72 kg).

Para ser possível medir o desempenho estrutural do veículo, devem-se definir regiões a serem medidas antes e depois do teste. Os pontos a serem medidos são aqueles que influenciam diretamente nas lesões dos ocupantes, e estão localizados na coluna B que apresenta contato com o *dummi* durante o impacto lateral. Na Figura 76 é possível identificar os pontos que serão avaliados nas simulações virtuais.

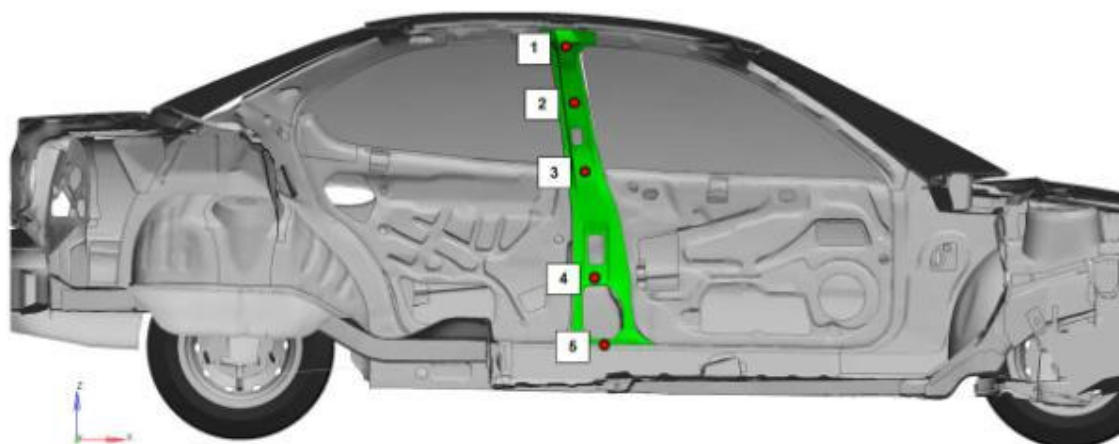


Figura 76 - Pontos a serem monitorados para simulação de impacto lateral.

Além das deformações dos pontos de 1 a 5, deve-se medir a velocidade de deformação da coluna B na região do ponto 3, que está localizado na altura das costelas do ocupante e está diretamente ligada a um critério de lesão monitorado na costela do *dummie*, que é o VC (*viscous criteria*) e a deflexão das costelas.

5.3. Impacto traseiro

As normas de impacto traseiro, sejam americanas ou européias, focam na integridade do sistema de combustível, que é composto pelo tanque, gargalo, linhas e filtros de combustível. A norma que será abordada será a ECE-R32/34, que é a norma exigida pela ECE e que será obrigatória no Brasil em 2012. O teste consiste em impactar uma barreira rígida de 1100kg na traseira do veículo que se encontra parado com os freios acionados. A Figura 77 ilustra a condição do teste:

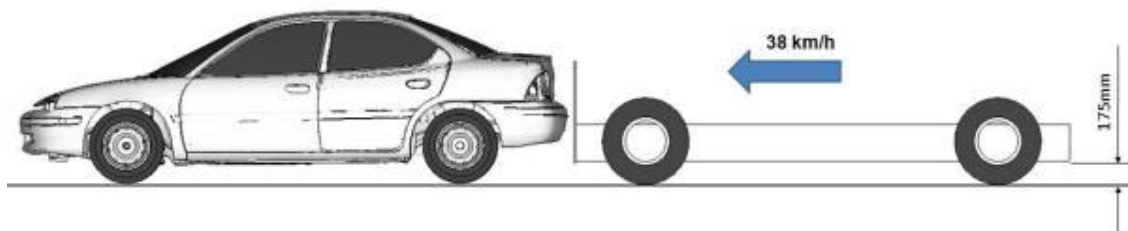


Figura 77 – Posicionamento da barreira segundo a norma ECE-R32/34

Abaixo se encontra um resumo do teste segundo a norma:

- Velocidade da barreira no instante do impacto: 38km/h;

- Barreira: indeformável com 1100kg;
- Massa de teste: Veículo em ordem de embarque (sem fluídos) + tanque com 90% da capacidade preenchida com água + 25kg de instrumentações + 10% da massa do veículo em ordem de marcha.

As medidas A, B, C e D ilustradas na Figura 78 serão utilizadas para medir o desempenho estrutural na região ao redor do tanque de combustível.

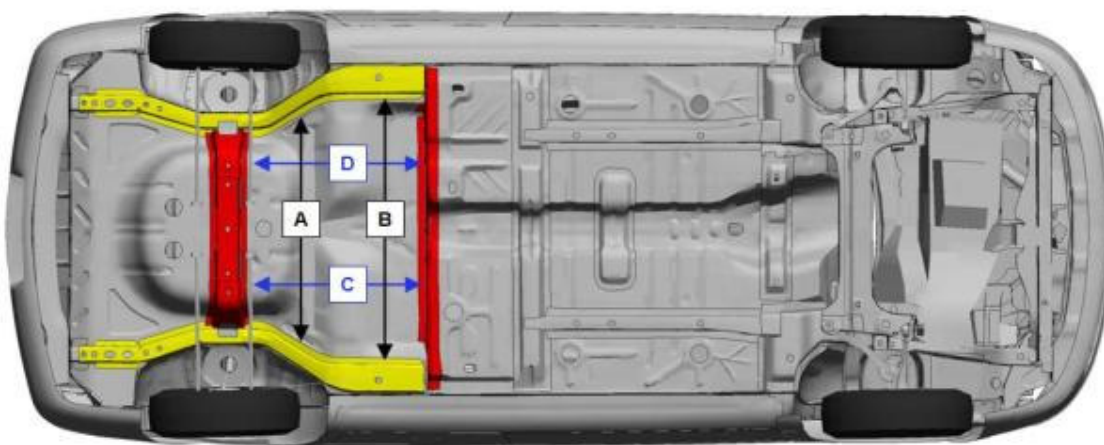


Figura 78 - Pontos a serem monitorados para simulação de impacto traseiro.

5.4. Teste de capotamento

A NHTSA através da norma FMVSS216 define requisitos mínimos de força de colapso da estrutura superior do veículo para que este seja homologado nos EUA. Apesar de não ser um requisito legal no Brasil, esta norma é utilizada no projeto de veículos com o intuito de melhorar sua segurança, pois caso a estrutura entre em colapso durante o capotamento, os ocupantes sofrerão graves lesões na cabeça. O teste consiste numa parede rígida inclinada que se movimenta a velocidade constante que não deve exceder 13mm/s através de um atuador hidráulico. A parede irá deformar a estrutura superior do veículo podendo-se registrar a força e o deslocamento da parede. A Figura 79 ilustra o teste.

Os requisitos da norma estão descritos a seguir:

- Veículos de passeio: A máxima força deve ser maior que 1,5 vezes o peso do veículo em ordem de marcha ou 22680N, o que for menor, e deve ocorrer com o deslocamento da parede até 127mm.

- Picapes e ônibus: A máxima força deve ser maior que 1,5 vezes o peso do veículo em ordem de marcha e deve ocorrer com o deslocamento da parede menor que 127mm.

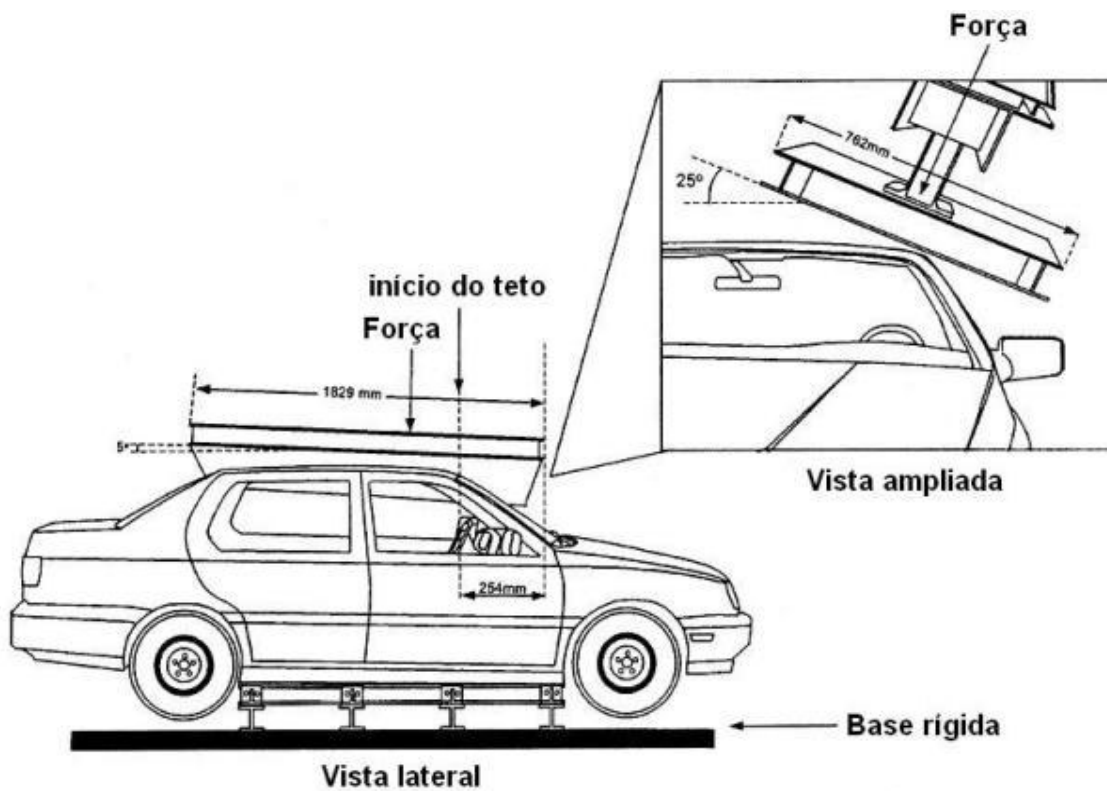


Figura 79 - Teste de acordo com a FMVSS216.

MODELOS NUMÉRICOS / RESULTADOS

6.1. Modelo do veículo

Como mencionado anteriormente, o modelo do veículo a ser estudado foi disponibilizado pela NCAC (*National Crash Analysis Center*) da Universidade George Washington em formato do software LS-Dyna[®]. A partir deste modelo já validado, serão posicionadas as barreiras em elementos finitos além de calibrar o modelo de acordo com as normas de segurança veicular vistas anteriormente. Para as simulações considerando o reforço estrutural pré-moldado, este será construído tomando-se como base o reforço de onde foram extraídos os corpos de provas e levando-se em consideração a seção transversal da estrutura do veículo em estudo.

6.1.1. Modelo numérico

O modelo disponibilizado foi elaborado utilizando elementos do tipo casca (*shell*) para as chapas da carroceria e sólidos para alguns componentes como os eixos e suspensão. As características do modelo estão descritas na Tabela 11.

Tabela 11 - Características do modelo do veículo.

Número de nós	283859
Número de elementos	270768
Tamanho médio dos elementos	10mm

Para a simulação de impactos frontais, laterais e traseiro, o modelo do veículo deve representar alguns subsistemas como os descritos a seguir:

- Carroceria;
- *Powertrain*: Motor, transmissão, radiador;
- Suspensão: Braços da suspensão, molas, amortecedores, rodas, pneus;
- Sistema da direção
- Portas, capô e porta-malas;

O material utilizado nas chapas metálicas é o MAT24 (*MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY) que é baseado no modelo de plasticidade de Von Mises e possui dependência da taxa de deformação através do modelo de Cowper Symond.

O algoritmo de contato global do modelo é baseado no Método de Penalização sendo utilizado o *CONTACT_AUTOMATIC_SINGLE_SURFACE do LS-Dyna®. O coeficiente de atrito estático adotado entre as chapas é igual a 0,25 e o dinâmico igual a 0,20.

6.2. Simulações e resultados

Nesta seção, serão feitas simulações de impactos frontais (ECE-R94 e ECE-R12), laterais (ECE-R95), traseiros (ECE-R32/34) e de capotamento (FMVSS216) utilizando o modelo base (sem reforços) para identificar o modo de deformação da estrutura e determinar as áreas críticas que devem ser reforçadas.

6.2.1. Impacto frontal – ECE-R94

O modelo virtual disponibilizado pela NCAC está configurado para representar o teste de impacto americano segundo a norma US-NCAP, onde o veículo impacta uma barreira rígida a 0° a 56 km/h. Este teste é o mais severo com relação à desaceleração sofrida pelos ocupantes, porém para avaliar a deformação da parte frontal do veículo, o teste com barreira deformável deslocada (ODB) apresenta maiores níveis de deformação estrutural quando comparado ao teste com barreira rígida a 0°, e conseqüentemente maior severidade em relação às lesões dos ocupantes.

Para determinar as regiões críticas da estrutura do veículo, o modelo foi modificado para a configuração do teste em ODB. Estas modificações envolvem:

- Inclusão e posicionamento do modelo da barreira no modelo do veículo;
- Modificação dos contatos do modelo, incluindo contato com os componentes da barreira ODB;

- Recalibração da massa do modelo: Peso do veículo com 90% do tanque cheio (1155kg) + 2 Dummies (2x87kg) + 25kg de instrumentação = Massa total (1354kg);
- Alteração do cartão de velocidades, já que os diversos componentes da barreira devem estar parados e os componentes do veículo em movimento a 56km/h.
- Inclusão dos acelerômetros nas regiões mostradas no item 5.1.1.

A Figura 80 (a) mostra o modelo do veículo configurado para o teste em ODB onde pode ser vista a barreira deformável e a Figura 80 (b) mostra o resultado da simulação inicial.

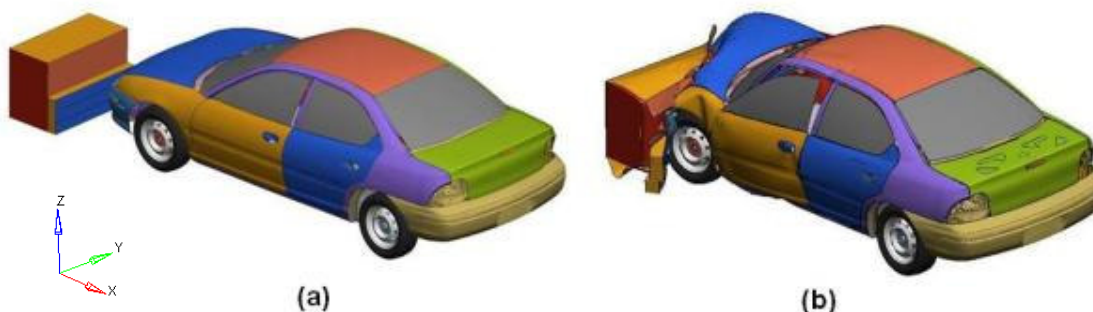


Figura 80 – (a) Modelo do veículo configurado para o teste em ODB, (b) resultado da simulação.

A partir deste resultado, foi possível identificar regiões que necessitam de reforços, como as que afetam diretamente a deformação da célula de sobrevivência. As imagens a seguir mostram regiões que apresentaram deformações plásticas na célula de sobrevivência. Observando a Figura 81, verifica-se que a região da coluna A e parte do *rocker* necessitam de reforços estruturais para o teste de impacto frontal. A partir da Figura 82, nota-se que a base da longarina frontal apresenta colapso causando deformação no assoalho na região das pernas do motorista, sendo também necessário o reforço estrutural. Para a medição do desempenho do veículo, são definidos pontos a serem monitorados através de acelerômetros e máquinas de medições estáticas 3D, como mostrado no item 5.1.1. Estes pontos são monitorados no modelo através dos nós da malha, onde podem ser adquiridas acelerações, velocidades e deslocamentos.

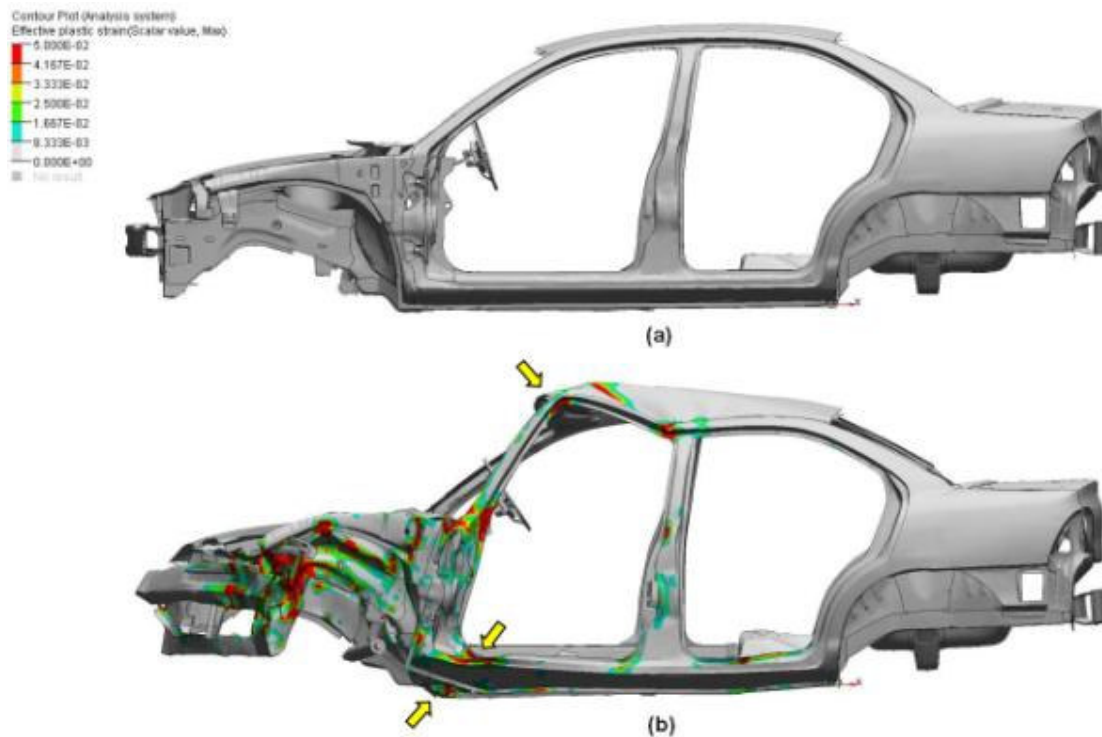


Figura 81 - Deformação da célula de sobrevivência antes (a) e depois (b) do impacto.



Figura 82 - Deformação da longarina.

- **Iteração 1:**

Com base nas deformações obtidas da simulação, é possível identificar que será necessário adicionar reforços na base da longarina inferior e na parte frontal do *rocker* para estabilizar o caminho de carga da parte inferior do veículo, e a partir desta primeira iteração analisar o comportamento do caminho de carga superior, a fim de verificar a necessidade de inserir reforços na coluna A. Os reforços da

iteração 1 podem ser vistos na Figura 83, onde estes foram elaborados respeitando as dimensões da seção transversal da estrutura em que foram inseridos e foram adicionadas nervuras para diminuir a deformação.

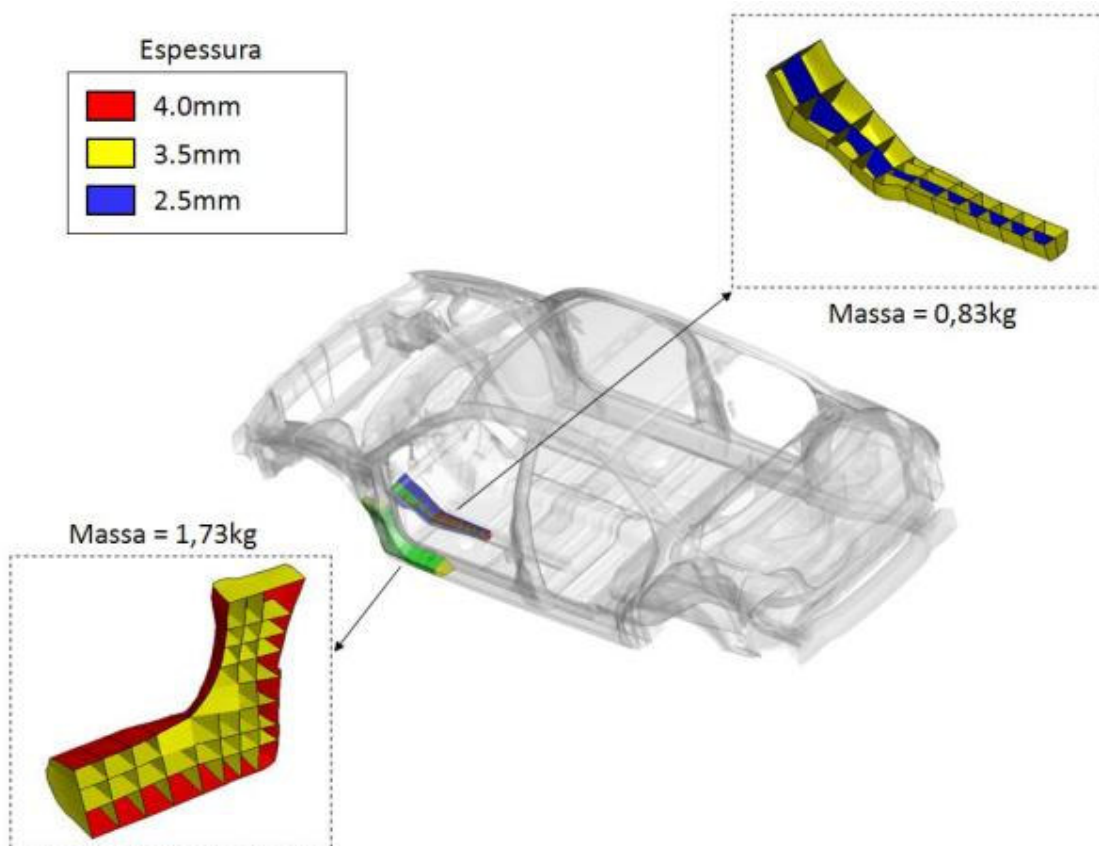


Figura 83 - Reforços na estrutura do veículo.

Os reforços devem apresentar deformações inferiores a 8,5%, que é o valor de ruptura encontrado nos ensaios realizados. Para isto, algumas simulações foram feitas aumentando a espessura nas regiões onde foram encontrados valores de deformações superiores a 8,5%, para garantir que o reforço não falhe nestas regiões. Foram necessários três diferentes simulações para que os reforços da iteração 1 apresentassem deformações abaixo do limite do material. A Figura 84 (a) mostra a deformação do reforço da longarina na primeira simulação e em (b) tem-se o resultado obtido na última simulação, utilizando-se os valores de espessura da Figura 83. Para todas as análises seguintes foi adotada a mesma metodologia.

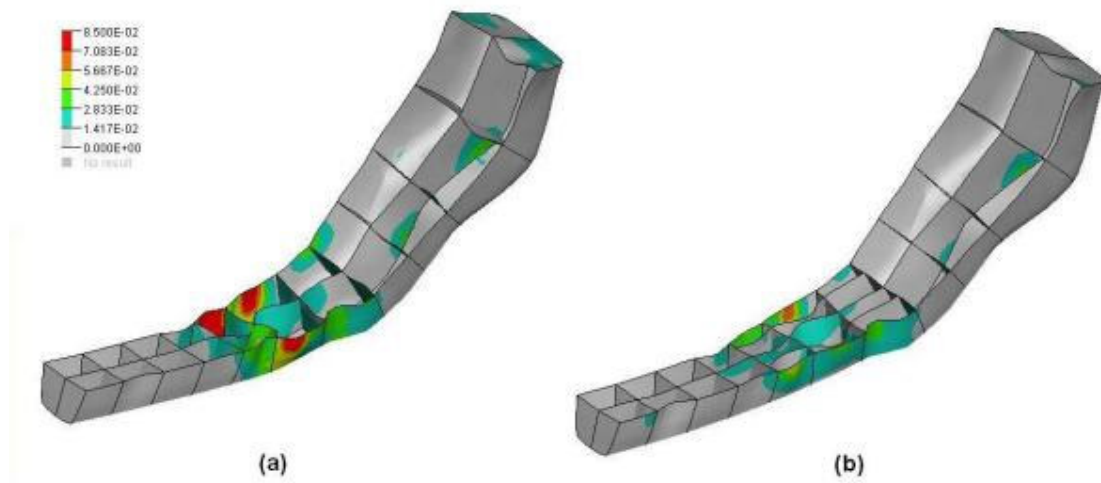


Figura 84 - Deformações no reforço da longarina no 1º loop (a) e no 3º loop (b) de simulações.

Na Figura 85 pode-se ver o resultado da iteração 1, onde percebe-se uma redução da deformação nas regiões onde o reforço foi inserido e uma pequena diminuição também na deformação da coluna A.

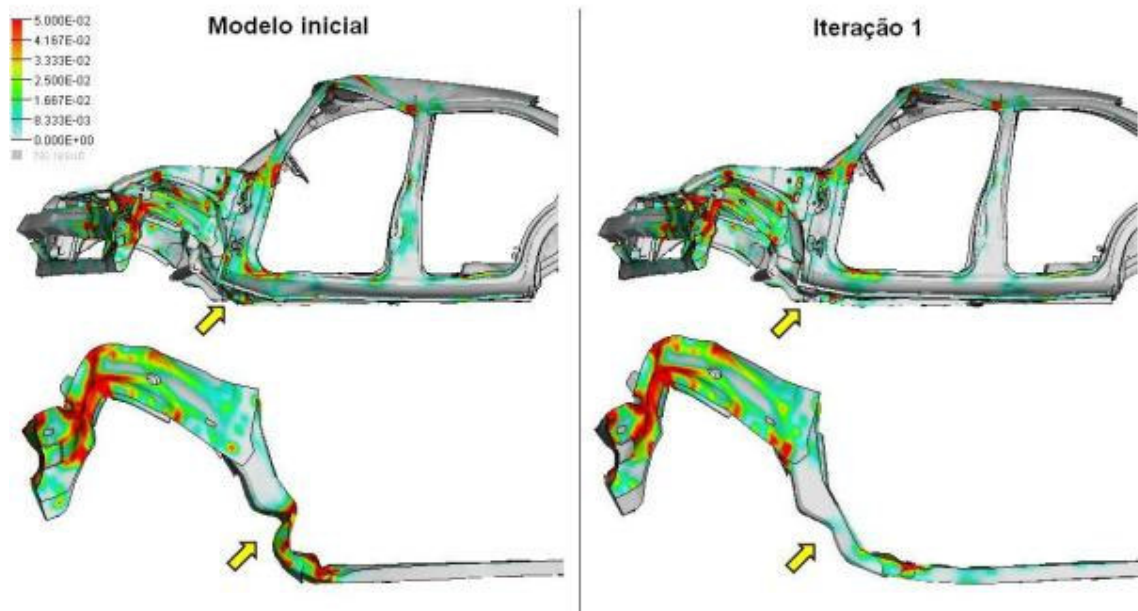


Figura 85 - Comparação da deformação plástica equivalente entre o modelo inicial e a iteração 1.

Através das medições nos pontos monitorados conforme descrito no item 5.1.1, pode-se quantificar o desempenho da estrutura da iteração 1. A Figura 86 mostra uma comparação da deformação da coluna A ao longo do tempo entre o modelo

inicial e a iteração 1, sendo todos os pontos medidos em relação a um plano perpendicular ao eixo longitudinal do veículo após a coluna B, pois esta região não apresenta deformação. Todas as medições do impacto frontal serão feitas na máxima deformação dinâmica, pois após o impacto é possível verificar que a estrutura do veículo apresenta uma diminuição na deformação devido à parcela elástica do material.

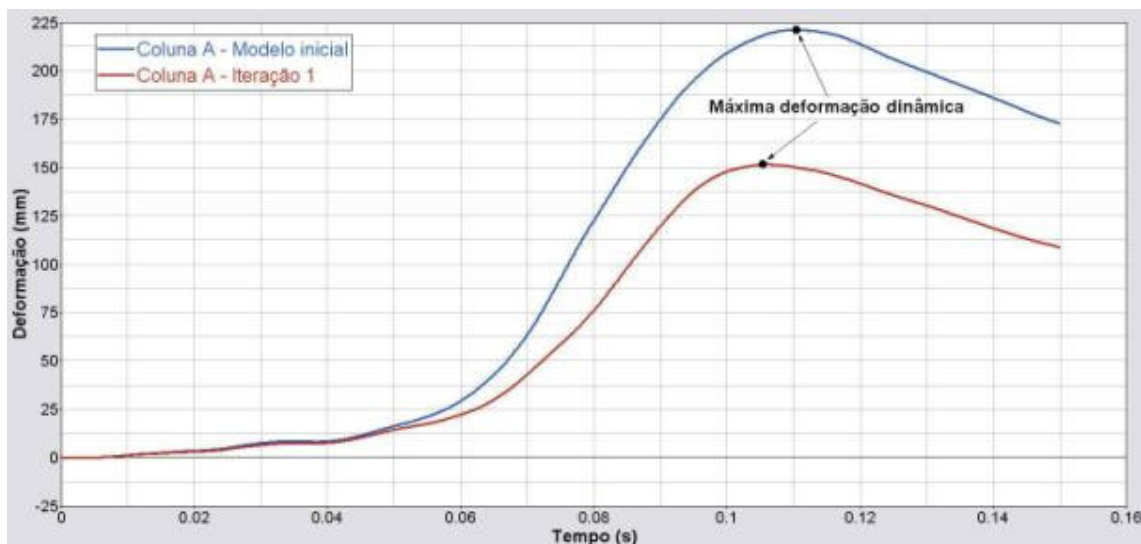


Figura 86 - Comparação da deformação da coluna A ao longo do tempo.

A Tabela 12 mostra uma comparação entre os valores de deformação dos pontos monitorados obtidos na simulação do modelo inicial e da iteração 1, onde foi possível obter uma redução de 31,5% na deformação da coluna A e reduções da ordem de 40% na região dos pés e pernas do motorista. A coluna de direção apresentou redução no deslocamento nos três eixos, porém esta redução poderia ser maior caso a coluna A apresentasse menos deformação.

Descrição	Ponto de medição	Direção	Deformação (mm)		Diferença
			Modelo inicial	Iteração 1	
Coluna A	1	x	220,9	151,3	31,5%
Painel de instrumentos	2	x	185,1	124,6	32,7%
	3	x	125,7	82,5	34,4%
	4	x	95,1	61,5	35,3%
	5	x	57,9	38,3	33,9%
	6	x	22,5	16,5	26,7%
	7	x	3,8	3	21,1%
Coluna de Direção	8 - x	x	133	94,4	29,0%
	8 - y	y	14,1	12,5	11,3%
	8 - z	z	83,7	64,8	22,6%
Embreagem	9	x	254	131,7	48,1%
Freio	10	x	232	139,3	40,0%
Acelerador	11	x	142,7	83,7	41,3%

- **Iteração 2:**

Com base nas deformações obtidas da simulação da iteração 1, será inserido um reforço na região da coluna A que apresenta deformação do tipo rótula plástica com o intuito de evitar tal deformação. Na Figura 87 é possível visualizar o reforço elaborado para a coluna A, sendo este construído tomando-se como base o reforço que foi testado para caracterizar o material.

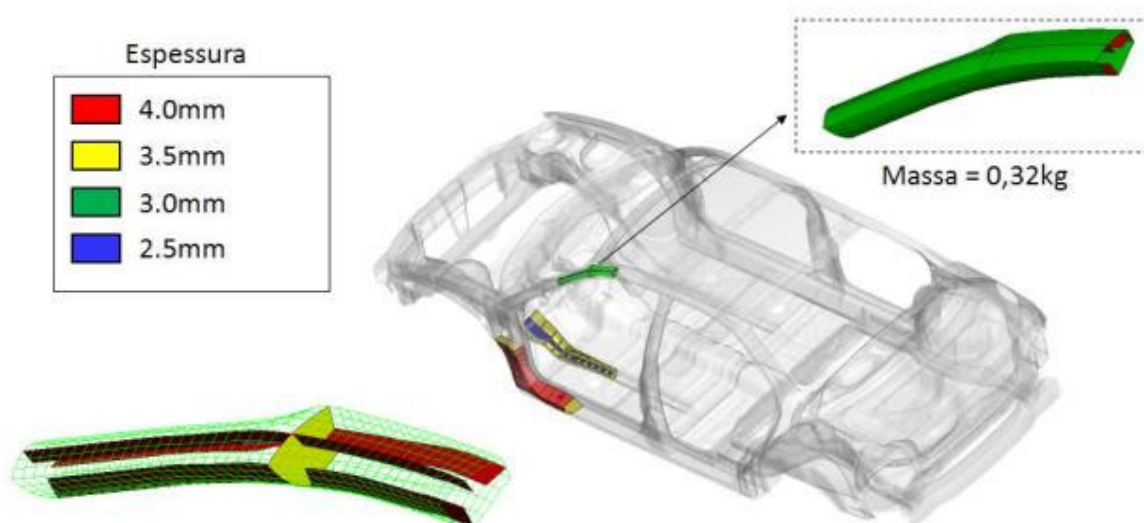


Figura 87 - Reforço na coluna A - Iteração 2.

A iteração 2 consiste nos mesmos reforços da iteração 1 adicionando o reforço na coluna A. O resultado desta simulação pode ser visto na Figura 88, onde foi possível observar que houve uma mudança da região de formação da rótula plástica, sendo formada outra rótula no topo da coluna B.

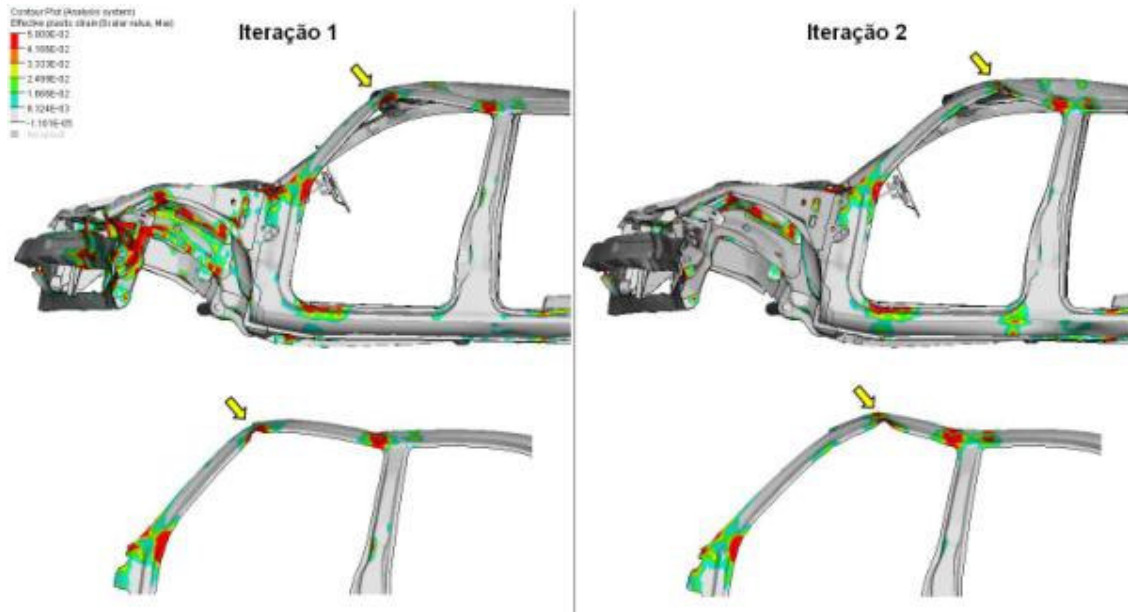


Figura 88 - Comparação entre a iteração 1 e iteração 2.

A Tabela 13 resume os valores de deformação da iteração 2.

Tabela 13 - Comparação entre deformações nos pontos monitorados da iteração 1 e iteração 2.

Descrição	Ponto de medição	Direção	Deformação (mm)		Diferença
			Iteração 1	Iteração 2	
Coluna A	1	x	151,3	139,7	7,7%
Painel de instrumentos	2	x	124,6	119,3	4,3%
	3	x	82,5	80,5	2,4%
	4	x	61,5	60,1	2,3%
	5	x	38,3	37,7	1,6%
	6	x	16,5	16,3	1,2%
	7	x	3	2,9	3,3%
Coluna de Direção	8 - x	x	94,4	94,7	-0,3%
	8 - y	y	12,5	12,3	1,6%
	8 - z	z	64,8	51	21,3%
Embreagem	9	x	131,7	128	2,8%
Freio	10	x	139,3	136,9	1,7%
Acelerador	11	x	83,7	77,9	6,9%

Apesar de visualmente a coluna A ainda apresentar um comportamento instável, obteve-se uma redução de deformação de 7,7% em relação à iteração 1 e na coluna de direção foi possível reduzir em 21% o deslocamento em Z, devido a redução de deformação da coluna A.

- **Iteração 3:**

Com base nas deformações obtidas da simulação da iteração 2, será inserido um reforço na região do topo da coluna B, para estabilizar o caminho de carga superior da estrutura. A Figura 89 ilustra o reforço que foi inserido nesta região.

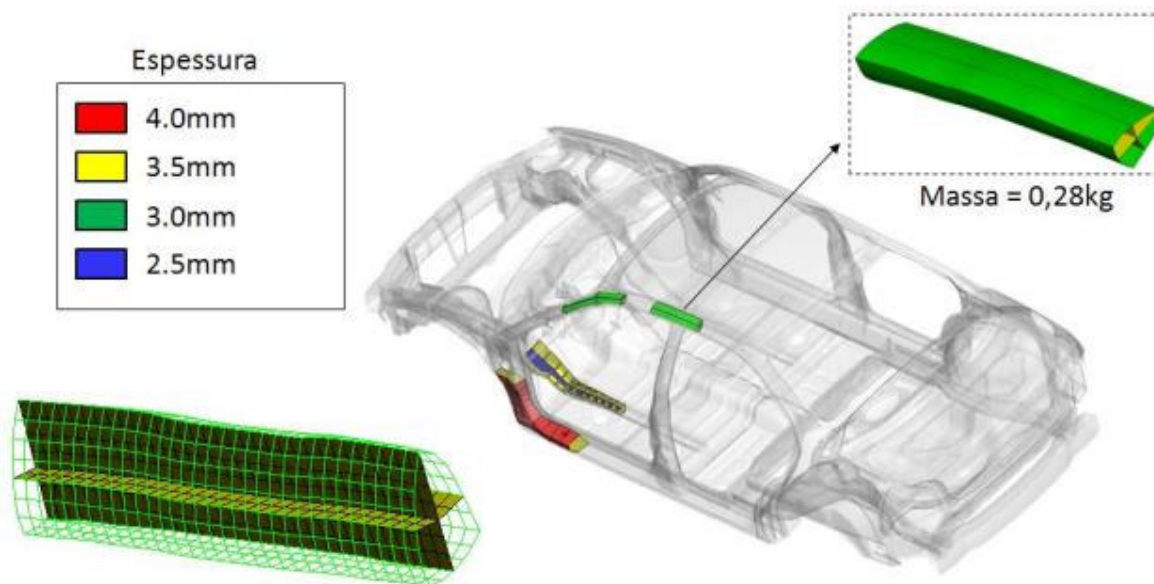


Figura 89 - Reforço no topo da coluna B - Iteração 3.

A iteração 3 consiste nos mesmos reforços da iteração 2 adicionando o reforço no topo da coluna B. O resultado desta simulação pode ser visto na Figura 90, onde foi possível observar que houve um comportamento estável dos caminhos de carga tanto superior quanto inferior. Pode-se notar que a porta não é mais prensada entre as colunas, sendo possível abri-la após o teste, sendo este detalhe desejável no projeto estrutural por facilitar o acesso ao motorista em caso de acidente.

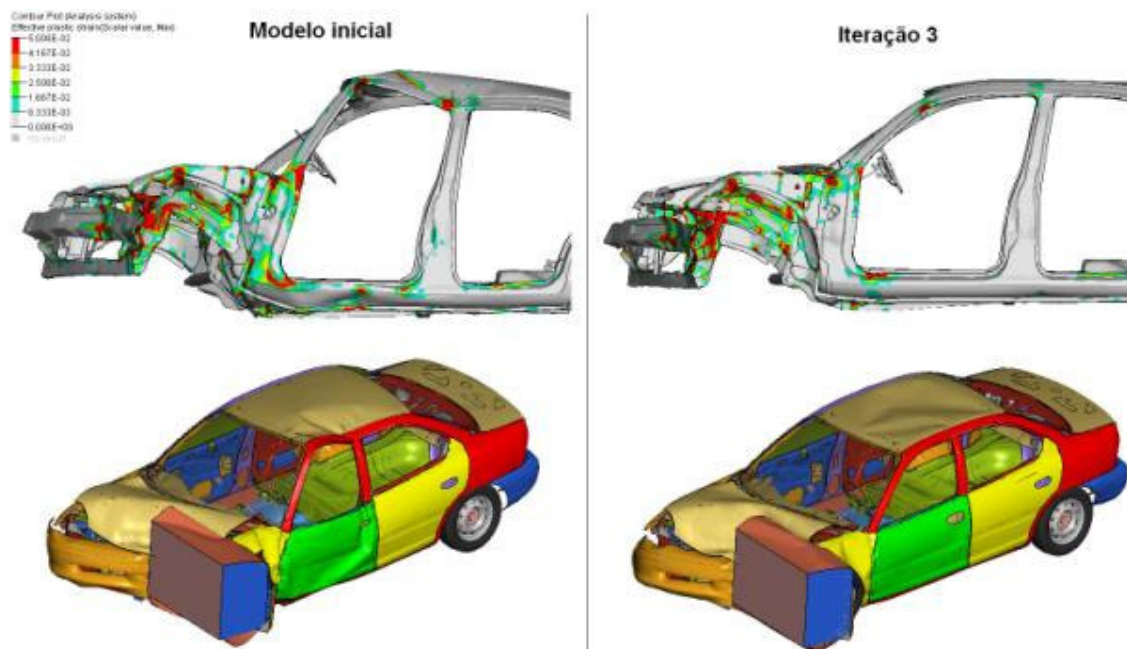


Figura 90 - Resultado da iteração 3.

A Tabela 14 resume o resultado da iteração 3 e pode-se verificar uma redução de 70% na deformação da coluna A, bem como uma redução de 65% na deformação da coluna de direção em x e uma redução ao redor de 50% na região das pernas e pés do ocupante. Estes resultados farão com que o nível de lesões sofridas pelos ocupantes seja reduzido, sendo adicionado apenas 3,16kg de massa no veículo. Os níveis de deformação dos reforços ficaram dentro dos limites aceitáveis e previstos durante a caracterização do material.

Tabela 14 – Comparação de deformações nos pontos monitorados do modelo inicial e da iteração 3.

Descrição	Ponto de medição	Direção	Modelo inicial	Iteração 3	Diferença
Coluna A	1	x	220,9	64,5	70,8%
	2	x	185,1	55,1	70,2%
Painel de instrumentos	3	x	125,7	36,3	71,1%
	4	x	95,1	27,6	71,0%
	5	x	57,9	16,9	70,8%
	6	x	22,5	8,7	61,3%
	7	x	3,8	2,2	42,1%
Coluna de Direção	8 - x	x	133	45,3	65,9%
	8 - y	y	14,1	14	0,7%
	8 - z	z	83,7	61	27,1%
Embreagem	9	x	254	103,9	59,1%
Freio	10	x	232	115,4	50,3%
Acelerador	11	x	142,7	62,4	56,3%

6.2.2. Impacto frontal – ECE-R12

Ao contrário do impacto frontal com barreira ODB, o impacto em barreira rígida apresenta os maiores níveis de desaceleração e são muito utilizados para testar os itens de segurança passiva como os cintos de segurança e os pontos de ancoragem na carroceria. Como o *dummy* é submetido à grande desaceleração, deve-se minimizar o deslocamento da coluna de direção em x, sendo que existe um limite de deslocamento segundo a norma que não deve ser superior a 127mm. O modelo foi modificado para a configuração do teste de acordo com a ECE-R12. Estas modificações envolvem:

- Inclusão e posicionamento do modelo da barreira rígida no modelo do veículo;
- Modificação dos contatos do modelo, incluindo contato com os componentes da barreira;
- Recalibração da massa do modelo: Veículo em ordem de embarque (sem fluídos) + tanque com 90% da capacidade preenchida com água + 25kg de instrumentações;
- Alteração do cartão de velocidades para 50km/h.
- Inclusão dos acelerômetros nas regiões mostradas no item 5.1.1.

O resultado obtido da estrutura sem reforços pode ser visto na Figura 91, onde o veículo apresentou pouca deformação ao redor da célula de sobrevivência. Devido aos reforços elaborados para atender a norma de impacto frontal ECE-R94 (Iteração 3), deve-se avaliar a aceleração efetiva que o veículo terá com os reforços, pois apesar destes serem benéficos para reduzir a deformação da estrutura, este aumento de rigidez pode resultar num aumento da desaceleração no qual os ocupantes estarão submetidos. Desta forma deve-se avaliar a desaceleração efetiva, e para isto, um acelerômetro foi instalado no assoalho do veículo logo abaixo do motorista. O resultado comparativo pode ser visto na Figura 91 e as deformações e desacelerações de ambos os modelos pode ser vista na Tabela 15.

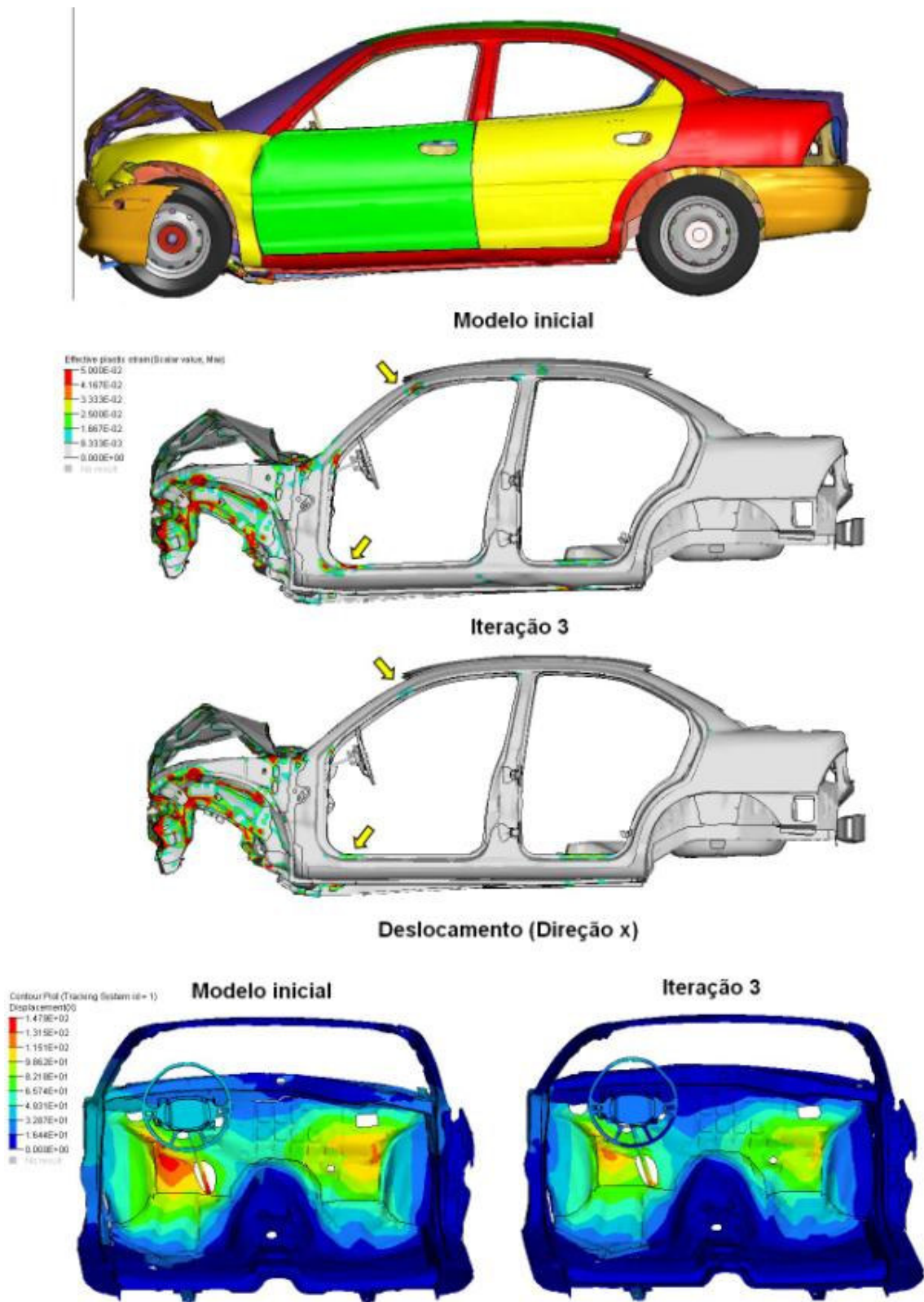


Figura 91 - Resultado da simulação - ECE-R12.

Tabela 15 - Comparação de deformação e desaceleração - ECE-R12.

			Deformação (mm)		
Descrição	Ponto de medição	Direção	Modelo inicial	Iteração 3	Diferença
Coluna A	1	x	49	18,2	62,9%
Painel de instrumentos	2	x	37,8	11,1	70,6%
	3	x	24,5	6,7	72,7%
	4	x	20	7,6	62,0%
	5	x	19	7,2	62,1%
	6	x	23,7	9,2	61,2%
	7	x	36	16,1	55,3%
Coluna de Direção	8 - x	x	43,6	23,1	47,0%
	8 - y	y	13,1	1,9	85,5%
	8 - z	z	32,4	21	35,2%
Embreagem	9	x	106,3	79,5	25,2%
Freio	10	x	96,9	74,6	23,0%
Acelerador	11	x	59,6	43,3	27,3%

			Desaceleração (Gs)		
Desaceleração efetiva	-	x	29	31,3	-7,9%

A aplicação dos reforços diminuiu a deformação em todos os pontos de medição, porém aumentou em 1,3g a desaceleração sofrida pelos ocupantes. Durante a fase de desenvolvimento do veículo, é desejável que o valor de desaceleração efetiva seja inferior a 27g, pois caso ultrapasse esse valor, os pontos de ancoragem de cintos e bancos sofrerão esforços que poderiam causar ruptura, sendo necessário avaliar estes sistemas submetidos ao pulso de desaceleração encontrado na simulação. Para reduzir a desaceleração, deveria ser feitas mudanças de geometria da longarina como a adição de iniciadores de deformação, a fim de aumentar o colapso na porção inicial.

6.2.3. Impacto lateral – ECE-R95

Para determinar as regiões críticas da estrutura lateral do veículo, o modelo foi modificado para a configuração do teste de impacto lateral de acordo com a ECE-R95. Abaixo estão descritas as modificações:

- Inclusão e posicionamento do modelo da barreira lateral no modelo do veículo;
- Modificação dos contatos do modelo, incluindo contato com os componentes da barreira lateral;
- Recalibração da massa do modelo: Massa do veículo em ordem de embarque (sem fluídos) + tanque com 90% da capacidade preenchida com água + 25 kg de instrumentações + um *dummie* no banco do motorista (modelo ESID2 de 72 kg).;
- Alteração do cartão de velocidades, definindo o movimento da barreira no eixo y a 50km/h.
- Inclusão dos acelerômetros nas regiões mostradas no item 5.2.

O resultado da simulação com o modelo inicial pode ser visto na Figura 92, onde é possível notar que houve grande deformação da coluna B sendo possível identificar três regiões críticas na coluna B, sendo uma na junção da coluna B com o teto, outra no centro e na base da coluna.

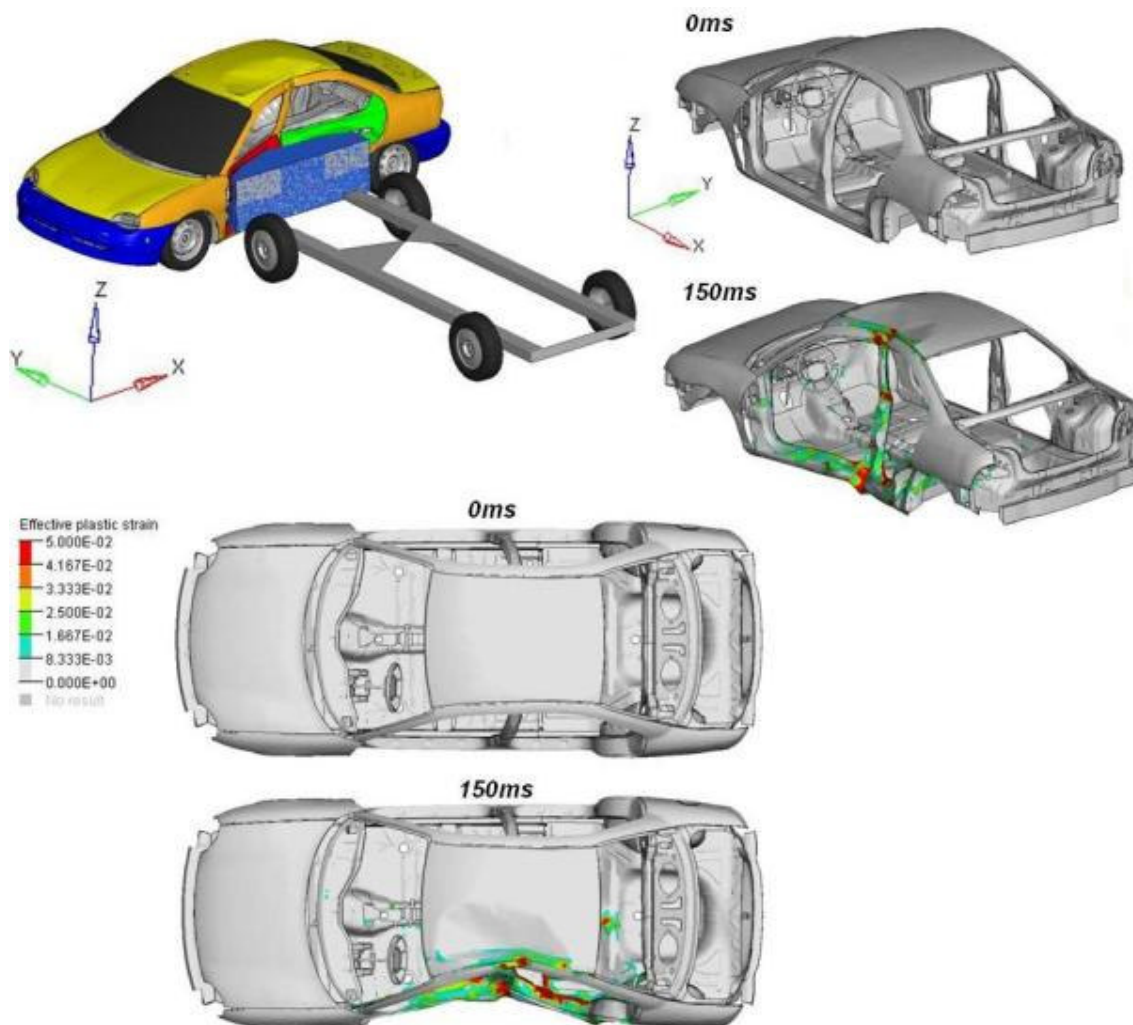


Figura 92 - Resultado da simulação - ECE-R95.

Devem-se inserir os reforços com o intuito de reduzir a deformação e a velocidade da coluna B, e deste modo diminuir as lesões nos ocupantes. Além dos reforços elaborados para o impacto frontal, que já contempla um reforço no topo da coluna B, outros dois foram elaborados e podem ser vistos na Figura 93 que ilustra a iteração 4, que será composta pelos reforços avaliados no impacto frontal e dois novos reforços.

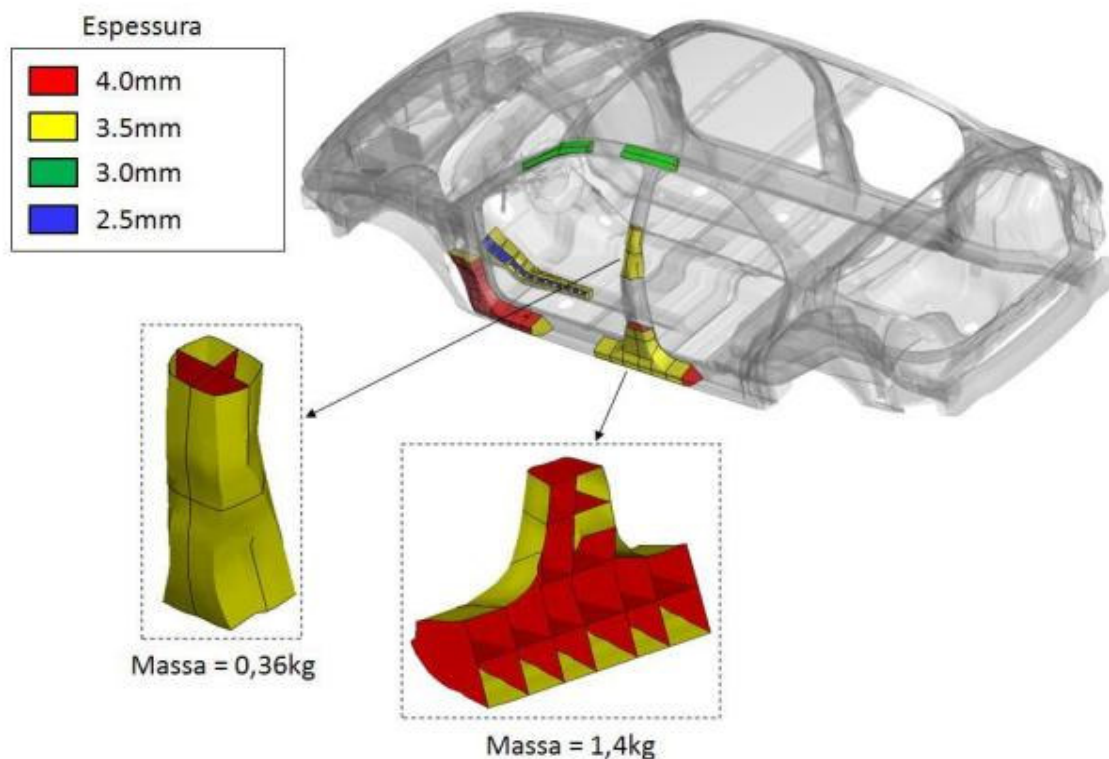


Figura 93 - Reforços da iteração 4.

O resultado da iteração 4 está ilustrado na Figura 94, onde é possível verificar que houve grande redução na deformação da coluna B. Para efetuar as medições de deformação da coluna, um plano solidário ao veículo posicionado na lateral oposta ao impacto foi criado. A Tabela 16 resume os resultados encontrados, onde nota-se que a velocidade da coluna B na região das costelas do *dummy* reduziu-se de 13,8m/s para 10,6m/s e houve um ganho de 140mm de espaço residual. A velocidade e a distância da coluna B é um item crítico nesta região, pois deve haver tempo suficiente para que o *airbag* lateral do veículo entre em ação após a identificação do impacto pelos sensores laterais e espaço suficiente para a abertura do mesmo, já que o posicionamento da bolsa fica entre o banco do motorista e a coluna B, sendo projetado em direção ao painel lateral da porta a fim de amortecer o impacto das costelas do ocupante.

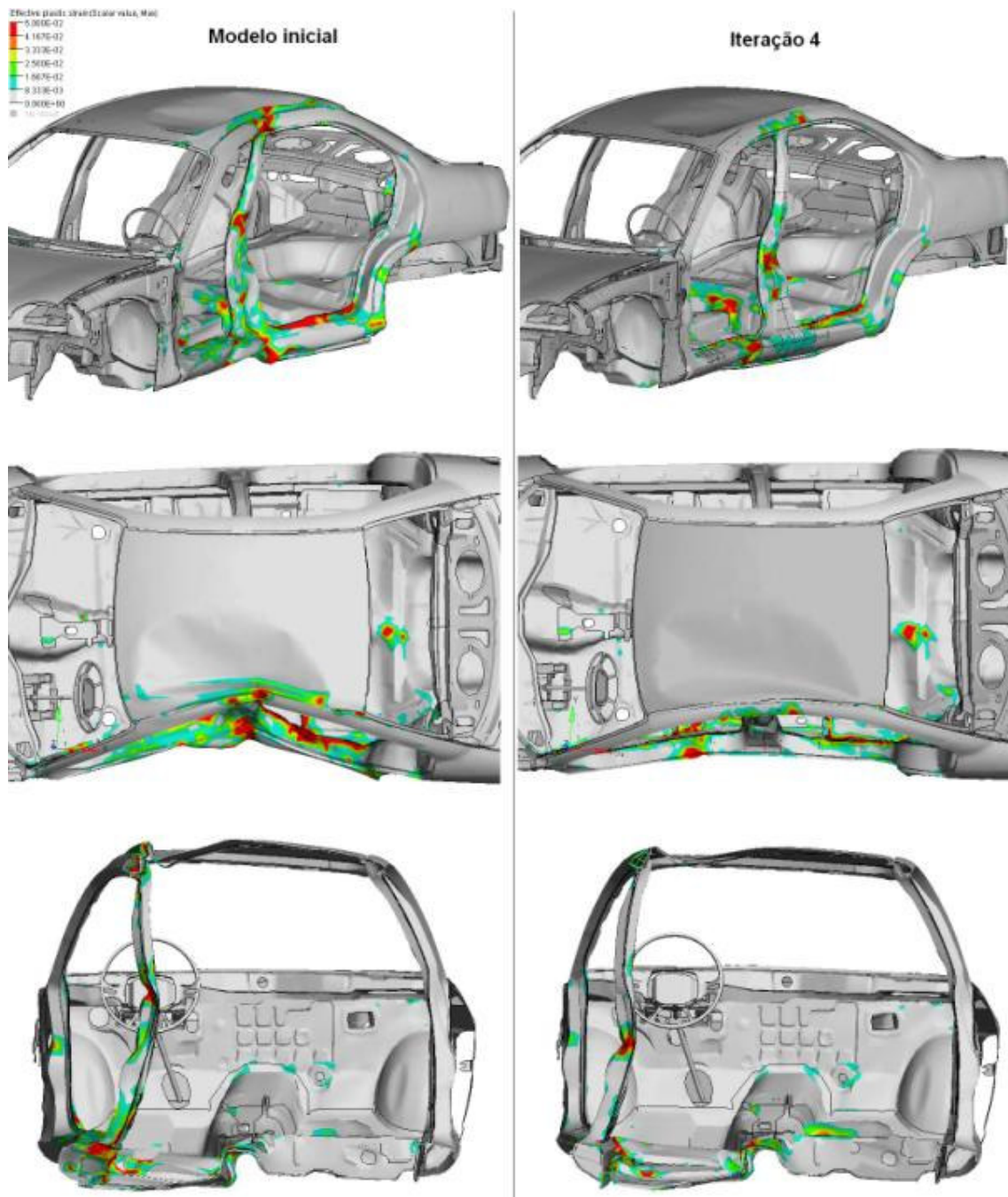


Figura 94 - Comparação da deformação da estrutura entre o modelo inicial e a iteração 4.

Tabela 16 - Resultado comparativo - ECE-R95.

Descrição	Ponto de medição	Direção	Deformação (mm)		Diferença
			Modelo inicial	Iteração 4	
Coluna B - Teto	1	y	117,6	42,4	63,9%
Coluna B - D-ring	2	y	263,8	134,4	49,1%
Coluna B - Beltline	3	y	355,4	214,9	39,5%
Coluna B - Stellite	4	y	342,5	223,3	34,8%
Coluna B - Rocker	5	y	209,6	135,9	35,2%

			Velocidade (m/s)		
Velocidade da coluna B	3	y	13,8	10,6	23,2%

Os níveis de deformação dos reforços ficaram dentro dos limites aceitáveis e previstos durante a caracterização do material.

6.2.4. Teste de capotamento – FMVSS-216

Com o pacote de reforços definidos para o impacto frontal e lateral, será possível avaliar o desempenho da estrutura superior do veículo com relação à norma FMVSS216 (iteração 5). De acordo com a norma, a força máxima que a estrutura deve suportar, deve ser maior que 1,5 vezes o peso do veículo em ordem de marcha ou 22680N, o que for menor, e deve ocorrer com o deslocamento da parede até 127mm. A massa do veículo é de 1155kg e portanto, a força deve ser maior que 16978N. O resultado comparativo pode ser visto na Figura 95, onde é possível notar que a coluna B apresenta flexão na região central, o que gera uma perda de força. Com a aplicação dos reforços, verifica-se que a deformação foi reduzida tanto na parte central, quanto na parte superior da coluna B.

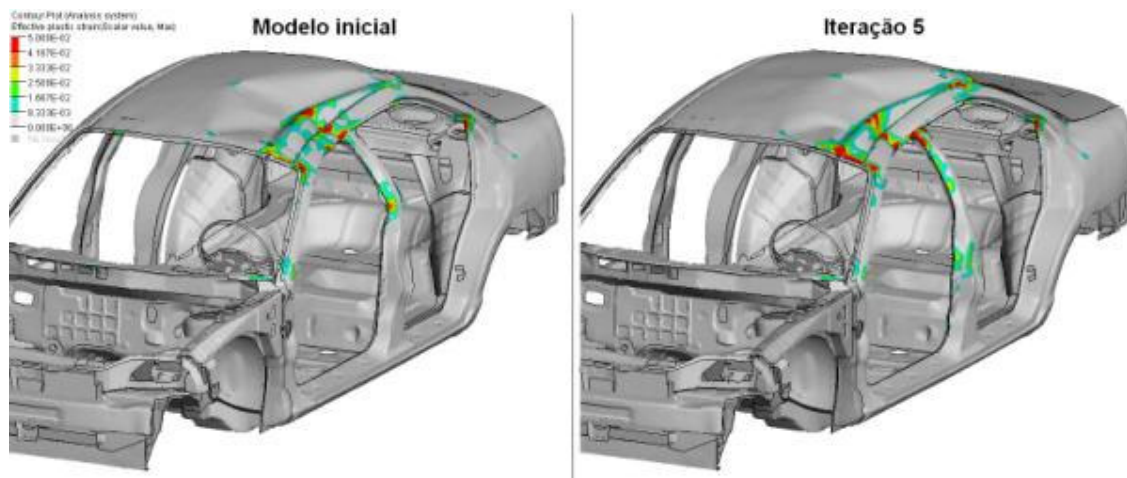


Figura 95 - Comparação entre o modelo inicial e a iteração 5 - FMVSS-216.

Com relação à força de colapso, o modelo inicial apresentou 20,4kN de força máxima antes de 127mm, e portanto atenderia a norma sem necessitar de reforços. Com a adição dos reforços, a estrutura passa a suportar 30,1kN de força máxima, ou seja, um aumento de 47,5%. O gráfico comparativo pode ser visto na Figura 96.

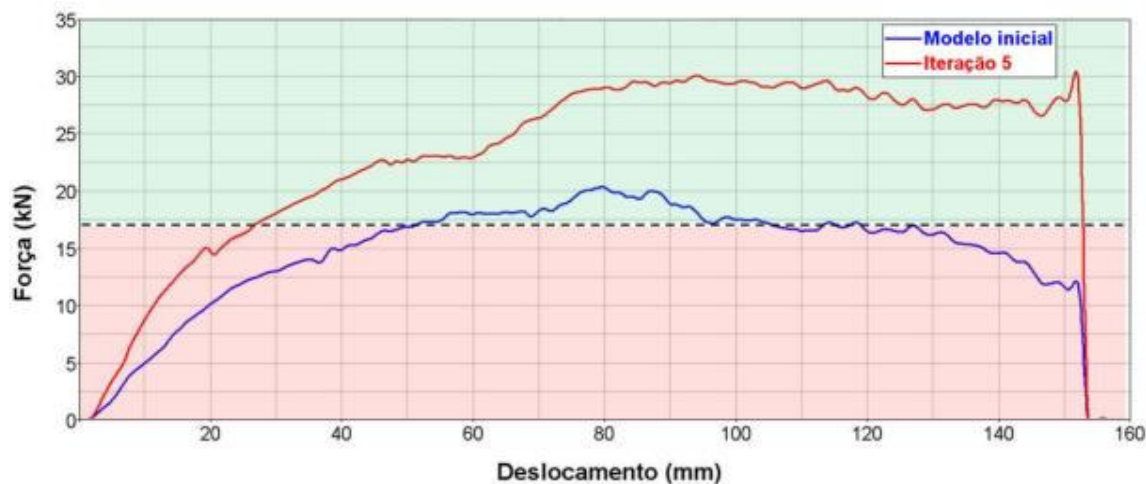


Figura 96 - Comparativo de Força x Deslocamento.

6.2.5. Impacto traseiro – ECE-R32/34

O modelo foi modificado com as condições de contorno descritas no item 5.3 e conforme mencionado anteriormente, o objetivo do impacto traseiro é garantir a integridade do sistema de combustível. Para isto, deve-se minimizar as deformações

ao redor do tanque para evitar que este seja comprimido, pois como o tanque está com 90% da capacidade preenchida com fluido incompressível, pode ocorrer o rompimento da superfície do tanque ou vazamentos pela flange do módulo da bomba de combustível devido ao aumento de pressão. O resultado do modelo inicial pode ser visto na Figura 97, onde nota-se que houve pouca deformação entre as travessas que protegem o tanque. Isto ocorre devido ao fato do veículo ser um *sedan*, que possui longarinas mais extensas que os modelos sem traseira (*hatchback*) e desta forma contam com uma melhor absorção de energia. A Tabela 17 mostra os resultados das deformações das travessas do tanque, que apresentaram valores baixos de deformação, não sendo necessária a aplicação de reforços.

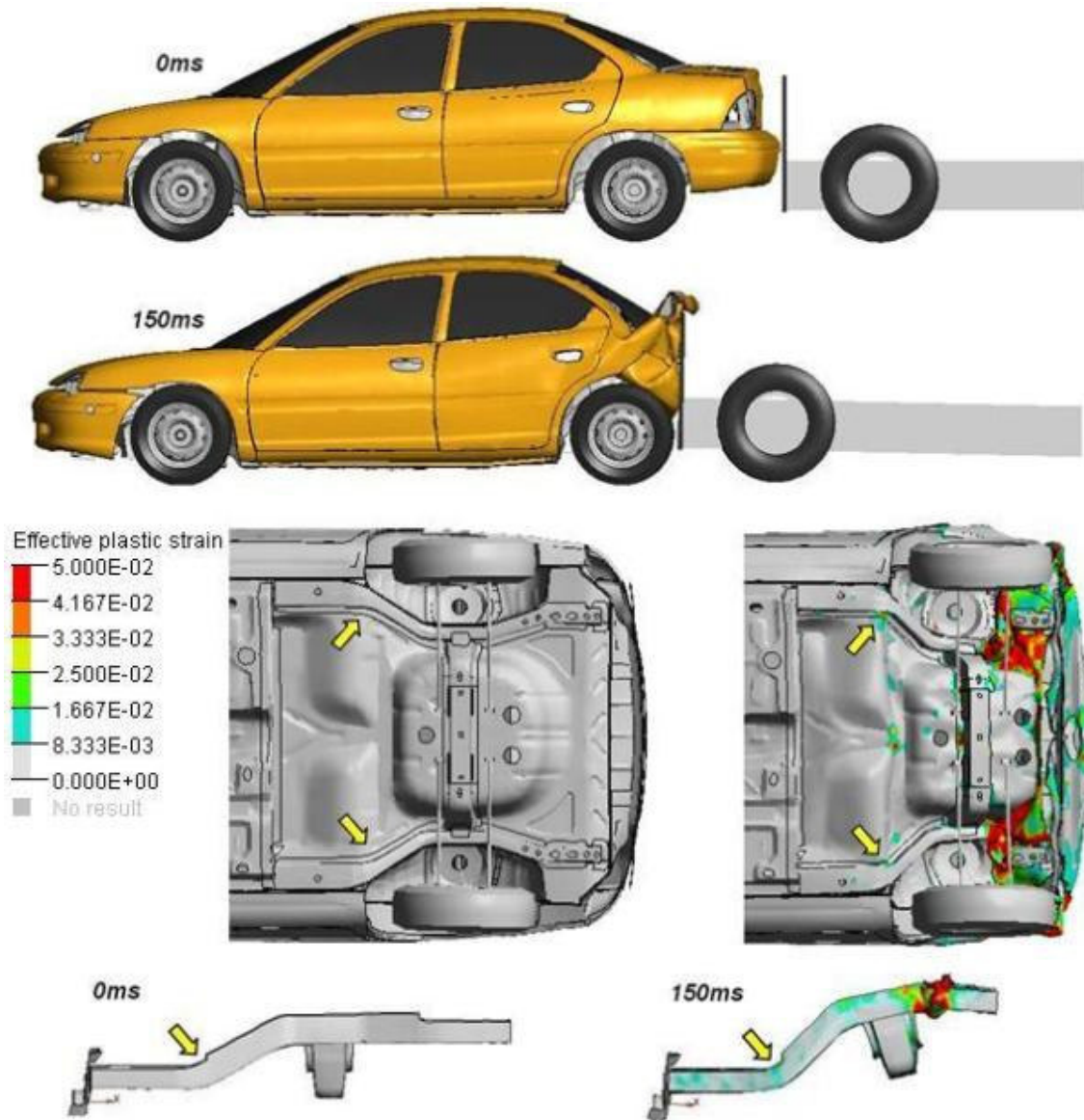
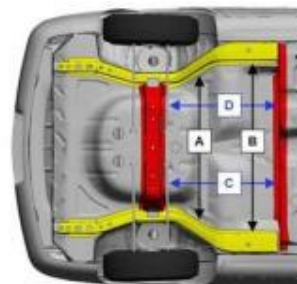


Figura 97 - Resultado da simulação de impacto traseiro - ECE-R32/34.

Tabela 17 - Medição da deformação das travessas do tanque.

Ponto de medição	Direção	Deformação (mm)	
		Modelo inicial	
A	y	47,4	
B	y	1,4	
C	x	34	
D	x	42	



SIMULAÇÃO DE PROTEÇÃO AO OCUPANTE

Nas seções anteriores, foi abordado o desenvolvimento estrutural de um veículo na área de segurança veicular, onde foram abordados os principais casos de impactos veiculares. Porém, os requisitos legais de algumas normas de segurança veicular como a norma de impacto frontal ECE-R94 e de impacto lateral ECE-R95 focam também nos índices de lesões registrados nos *dummies*, onde existem limites de força e aceleração. Aqui será apresentado um exemplo de análise focando na proteção ao ocupante, em que será feita a simulação considerando a estrutura do modelo inicial e da iteração 3 (que foi o melhor resultado obtido para o impacto frontal ODB) considerando a norma de impacto frontal ECE-R94, que é a mais severa em relação às lesões no ocupante. Com este estudo será possível verificar o quanto a redução de deformações da estrutura do veículo reduziu as lesões no ocupante.

7.1. Modelo

O modelo e a simulação serão feitos utilizando o software MADYMO (Mathematical Dynamic Models), que é uma ferramenta numérica que utiliza o método dos elementos finitos juntamente com a dinâmica de multicorpos para resolver as equações de movimento. O modelo consiste na estrutura do veículo e do *airbag* em elementos finitos e os subsistemas como o banco do motorista, direção, painel e *dummy* em elementos multicorpos, como pode ser visto na Figura 98. As deformações obtidas como resultado nas simulações estruturais em Ls-Dyna são inseridas no MADYMO, e desta forma somente a região que o ocupante terá contato com a estrutura é necessária. O pulso de desaceleração em X e Y na região do banco do motorista também deve ser capturado da simulação estrutural, para representar exatamente a desaceleração sofrida pela carroceria. Na Figura 99 pode-se ver uma comparação entre os pulsos em X do modelo inicial e da iteração 3, onde é possível verificar que o pulso de desaceleração não apresentou diferenças significantes com a adição dos reforços.

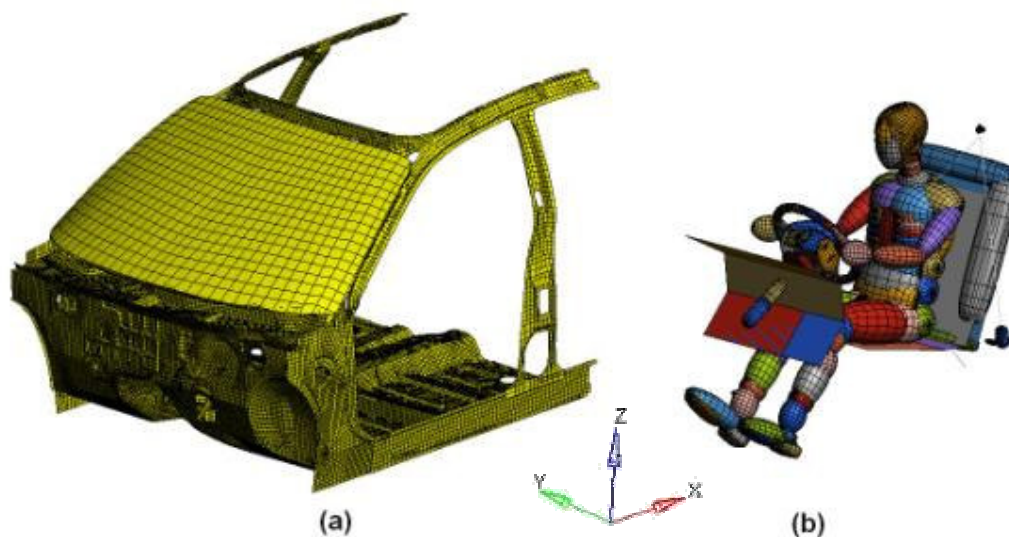


Figura 98 - Estrutura em elementos finitos (a) e subsistemas modelados em mult corpos (b).

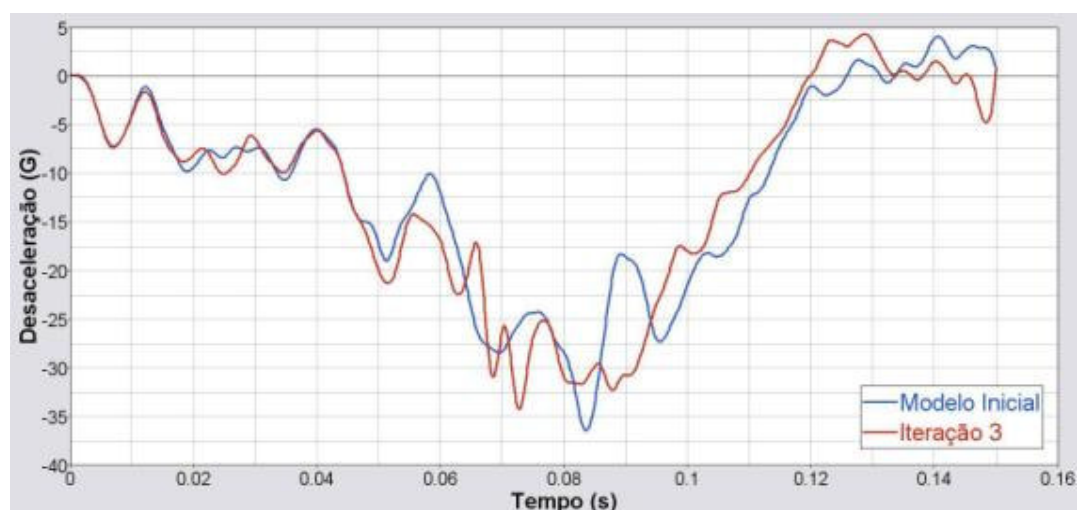


Figura 99 - Comparação de pulsos de desaceleração da estrutura.

Alguns parâmetros foram adotados por não serem conhecidos ou não estarem disponíveis no modelo disponibilizado pela NCAC. Estes parâmetros são:

- Modelo do airbag: Modelo genérico fornecido pela NCAC com bolsa de 50 litros de volume. O tempo de disparo adotado foi de 30ms, que representa o tempo após o início do impacto que a bolsa começa a inflar. Este é o tempo padrão para um impacto em ODB.

- Modelo do *dummy*: *Hybrid III 50%* de acordo com a ECE-R94. O posicionamento do *dummy* foi feito seguindo-se o anexo 5 da norma.
- Banco: Modelado em elementos multicorpos sendo a posição baseada na furação existente no assoalho do modelo inicial.
- Cinto de segurança: Posicionado utilizando como referência a posição do D-ring (peça do regulador de altura do cinto) e do retrator (peça que enrola o cadarço do cinto e responsável pelo travamento em caso de acidente). O alongamento do cadarço do cinto adotado foi de 13%.

7.2. Descrição dos índices de lesões

A norma ECE-R94 estabelece valores máximos de força, aceleração, momentos e outros parâmetros como o *HIC* (Head Injury Criteria) que são mensurados através de células de carga e acelerômetros posicionados em regiões específicas do *dummy*. Estes valores foram determinados após diversos estudos utilizando cadáveres. A seguir será feita uma breve descrição de cada um dos critérios de lesões que serão avaliados.

7.2.1. Cabeça

É monitorada a aceleração resultante na cabeça que não deve exceder 80g por mais de 3ms e o *HIC* (*Head Injury Criteria*) que deve ser menor que 1000. O *HIC* é usado como forma generalizada para medir o potencial de lesão na cabeça e cérebro, resultante da aplicação de acelerações lineares. Considera-se o valor de *HIC* igual a 1000 como o limite máximo, pois para valores acima de 1000 são esperadas lesões graves e permanentes.

Para o equacionamento do *HIC*, deve-se considerar o valor médio da aceleração $a(t)$ ao longo de um intervalo de tempo t_1 a t_2 , que é dado pela equação 7.1.

$$\bar{a} = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} a(t) dt \quad (7.1)$$

Modificando a equação 7.1, obtêm-se a fórmula do *HIC* (equação 7.2), que é uma fórmula empírica baseada em dados experimentais. O histórico de acelerações e tempo são medidos a partir de um acelerômetro montado no centro de gravidade da cabeça.

$$HIC = \left(\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} a(t) dt \right)^{2.5} (t_2 - t_1)_{\max} \quad t_2 - t_1 \leq 15 \text{mseg} \quad (7.2)$$

O expoente 2,5 é um fator de correção para a cabeça baseada em dados experimentais onde foram utilizados cadáveres.

Sendo $a(t)$ a aceleração calculada no centro de massa da cabeça e o intervalo $(t_1 - t_2)$ escolhido de forma a maximizar o termo entre chaves, i.e., é o intervalo de tempo onde o HIC é máximo. Considera-se para efeitos de cálculo do HIC intervalos de $(t_1 - t_2)$ de 15ms para acidentes que envolvam contato direto da cabeça e de 36ms para acidentes que não envolvam contato direto, ou seja, quando se está utilizando alguma proteção como o airbag.

O valor do HIC representa os efeitos da aceleração na cabeça juntamente com sua duração, ou seja, altas acelerações podem ser toleradas desde que a exposição seja por um pequeno espaço de tempo.

7.2.2. Pescoço

O índice de lesões é definido pelo NIC (*neck injury criteria*), que é composto por valores máximos de força de tração e cisalhamento no pescoço durante um certo período de tempo. Estes valores não devem exceder os limites mostrados na Figura 100 (tração) e Figura 101 (cisalhamento). O valor de momento máximo permitido ao longo do pescoço não deve exceder 57Nm.

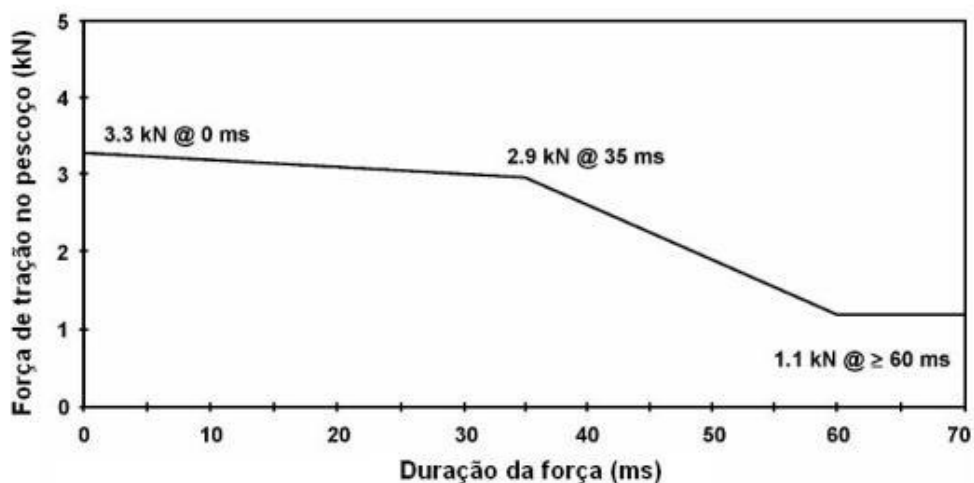


Figura 100 - Limites de força de tração no pescoço pela duração do evento. (ECE-R94)

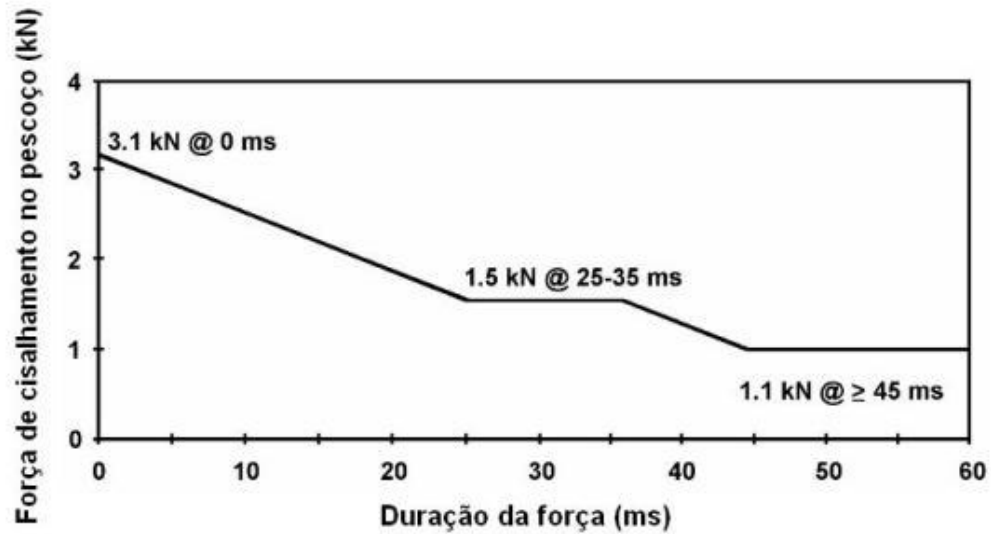


Figura 101 - Limites de força de cisalhamento no pescoço pela duração do evento. (ECE-R94)

7.2.3. Tórax

Segundo a norma, a deflexão das costelas não deve exceder 50mm. Outro parâmetro que deve ser verificado é o VC (viscous criterion) que é definido pela equação 7.3.

$$VC = 1.0 \cdot V(t) \cdot \frac{D(t)}{138mm} \quad (7.3)$$

Onde $V(t)$ é a velocidade da costela no tempo t em m/s e $D(t)$ é a deflexão da costela no tempo t em mm. O valor máximo de VC não deve exceder 1.0m/s, pois de acordo com estudos feitos com cadáveres, valores acima de 1.0m/s resultarão em fratura da costela.

7.2.4. Fêmur

O índice de lesões é definido pelo *FFC* (*femur force criteria*), que é composto por valores máximos de força de compressão no fêmur durante um certo período de tempo. Estes valores não devem exceder os limites mostrados na Figura 102.

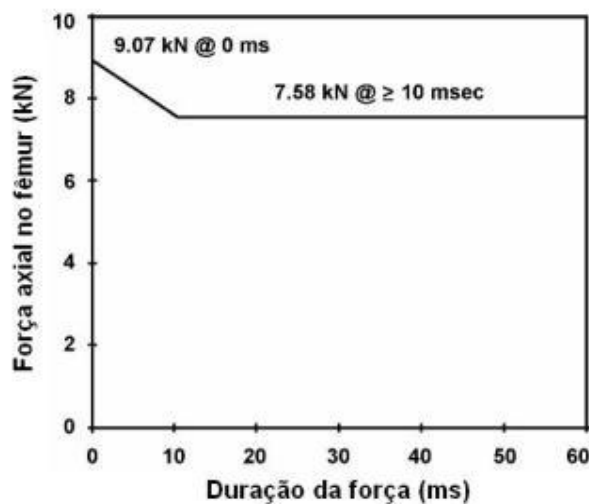


Figura 102 - Valores máximos de compressão no fêmur durante um certo período de tempo.

7.2.5. Joelho

O deslocamento da junta do joelho não deve exceder 15mm.

7.2.6. Tíbia

A força de compressão da tíbia não deve exceder 8kN. Outro parâmetro monitorado é o *TI* (*tibia index*), que é uma combinação de carga axial e momento fletor para prever a fratura da tíbia. A norma cita que o valor não deve exceder 1.3, pois acima disto ocorrerá fratura da tíbia. A equação 7.4 mostra o cálculo do *TI*:

$$TI = \frac{M(t)}{MI} + \frac{F(t)}{FI} \quad (7.4)$$

Onde $M(t)$ é o momento fletor da tíbia no instante t e MI é o momento fletor limite tabelado para cada tipo de *dummy*, e $F(t)$ é a força de compressão da tíbia no instante t e FI é a força de compressão limite para cada tipo de *dummy*.

7.3. Resultados

A Figura 103 mostra um comparativo entre o modelo inicial e a iteração 3.

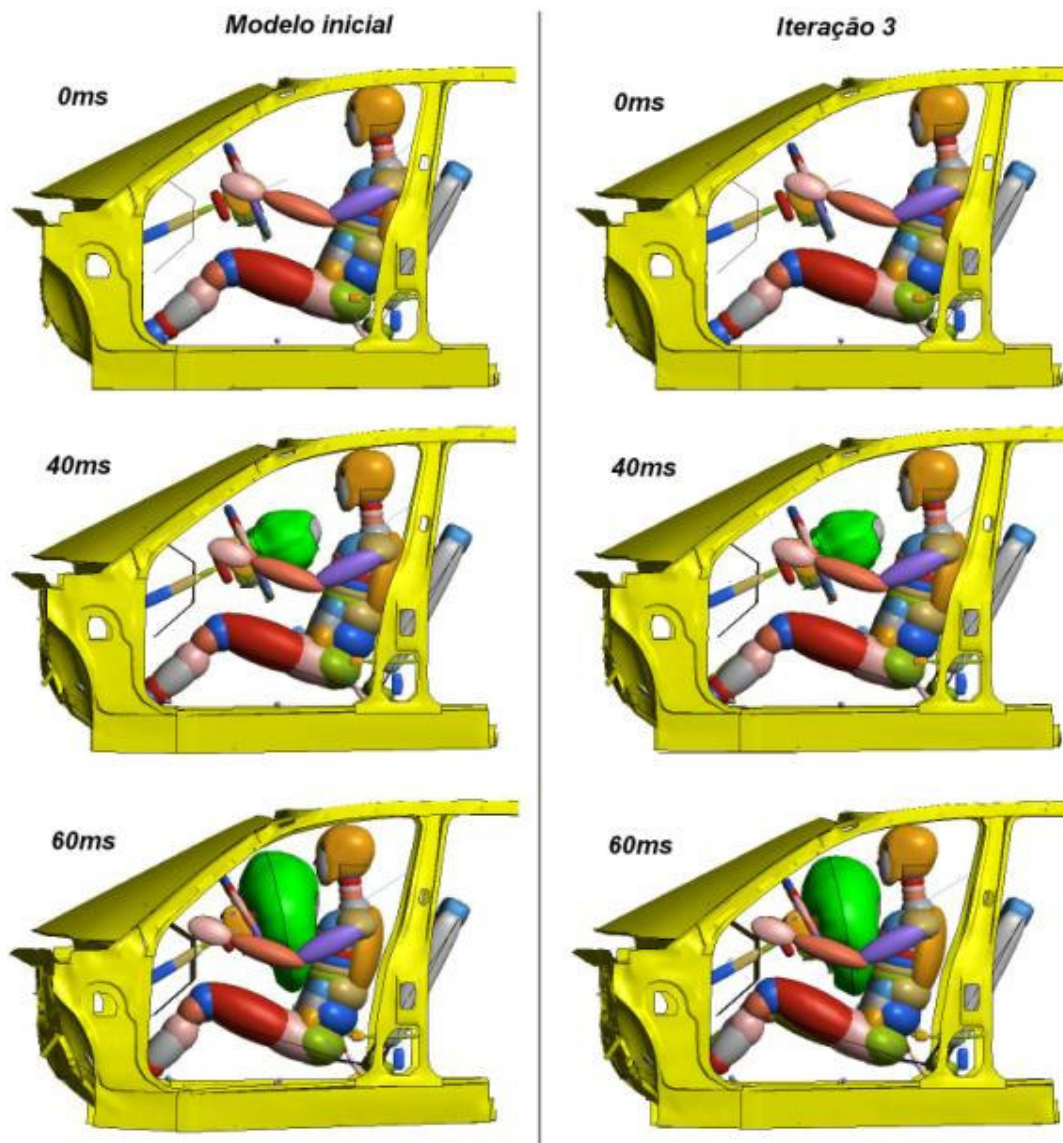
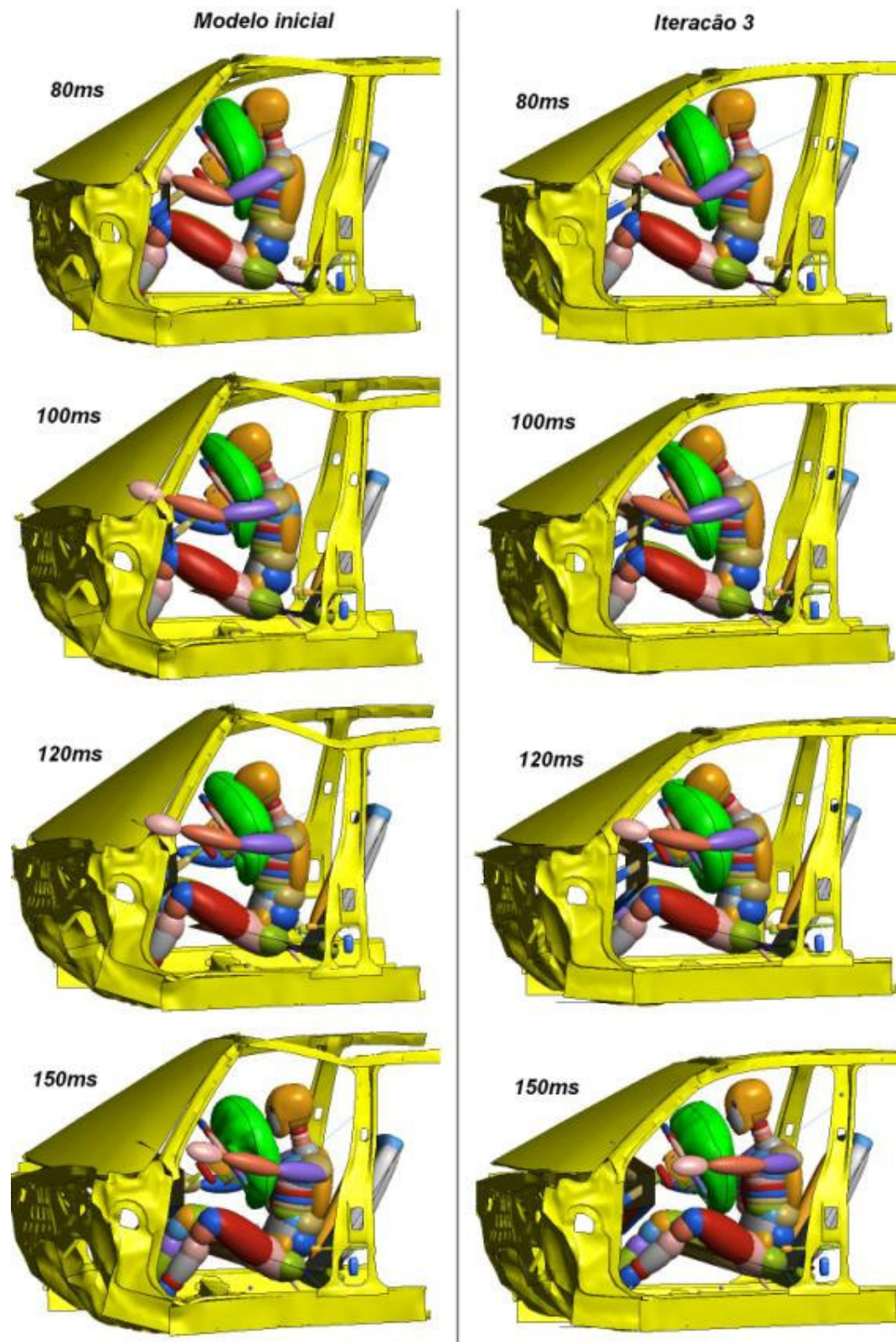


Figura 103 - Resultado comparativo da simulação em MADYMO.



A Tabela 18 compara os resultados de lesões entre o modelo inicial e a iteração 3.

Tabela 18 - Comparativo de lesões do ocupante.

Critério de lesões para 50% Hybrid III ATD		Unidade	56 kph ODB Brasil Contran 221/07 / ECE R94	Modelo inicial	Iteração 3
Cabeça	HIC (36 ms)	[-]	1000	598,7	711,0
	Aceleração Resultante (3ms)	[g]	80	57,1	70,6
Pescoço	Momento fletor (-My)	[Nm]	57	23,3	25,8
	Força de tração (+Fz) - Duration	[N]	3300 (0ms)	1831,2	2282,0
		[N]	2900 (35ms)		
		[N]	1100 (60+ms)		
	Força de cisalhamento (\pm Fx) - Duration	[N]	3100 (0ms)	820	360
		[N]	1500 (25-35ms)		
[N]		1100 (45+ms)			
Tórax	Compressão (deflexão)	[mm]	50	57,0	43,6
	VC (Viscous Criterion)	[m/s]	1	1,2	0,25
Fêmur	Força de compressão - Duration (LE)	[N]	9070 (0ms)	5617,0	2110,0
		[N]	7580 (10ms)		
	Força decompressão - Duration (LD)	[N]	9070 (0ms)	6901,0	3120,0
		[N]	7580 (10ms)		
Joelho	Deslocamento da junta (LE)	[mm]	15	4,30	0,51
	Deslocamento da junta (LD)	[mm]	15	3,50	0,49
Tíbia	Tibia Index = M/Mc + P /Pc (LE)	[-]	1,3	1,53	0,35
	Tibia Index = M/Mc + P /Pc (LD)	[-]	1,3	1,16	0,98
	Força de compressão (LE)	[N]	8000	9193	1813
	Força de compressão (LD)	[N]	8000	6769	2337

Analisando a Tabela 18, verifica-se que o ocupante do modelo inicial apresentaria lesões no tórax e fratura na tíbia e desta forma não seria homologado pelo CONTRAN ou pela ECE. A lesão no tórax poderia ser explicada pelo maior deslocamento em x da coluna de direção, que provocou um severo contato da costela do *dummy* com o aro do volante (Figura 104), o que não ocorre no modelo da iteração 3 devido a diminuição de deformação da coluna A e conseqüentemente da coluna de direção.

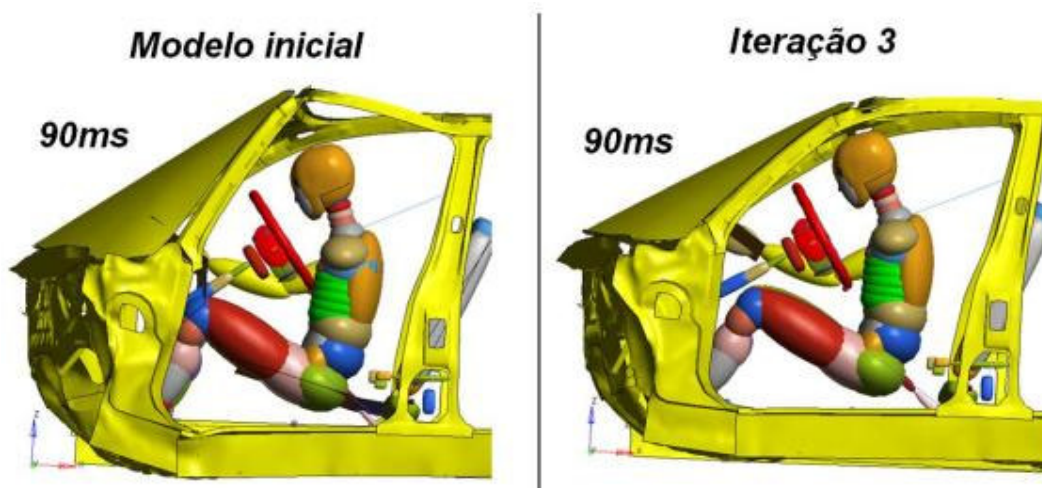


Figura 104 - Contato do aro do volante com o dummy no modelo inicial.

A lesão na tíbia pode ser explicada pela grande deformação do assoalho na região da embreagem, que apresentou deformação de 254mm de acordo com a análise feita no LS-Dyna, e na iteração 3, a redução de 59% da deformação contribuiu para a redução das lesões na perna. A Figura 105 mostra a região em questão onde foi plotado o deslocamento em x, onde regiões que apresentam valores acima de 200mm estão na cor vermelha de acordo com a legenda. Na Figura 106 pode-se observar no modelo inicial a perna esquerda do ocupante sendo comprimida pelo assoalho.

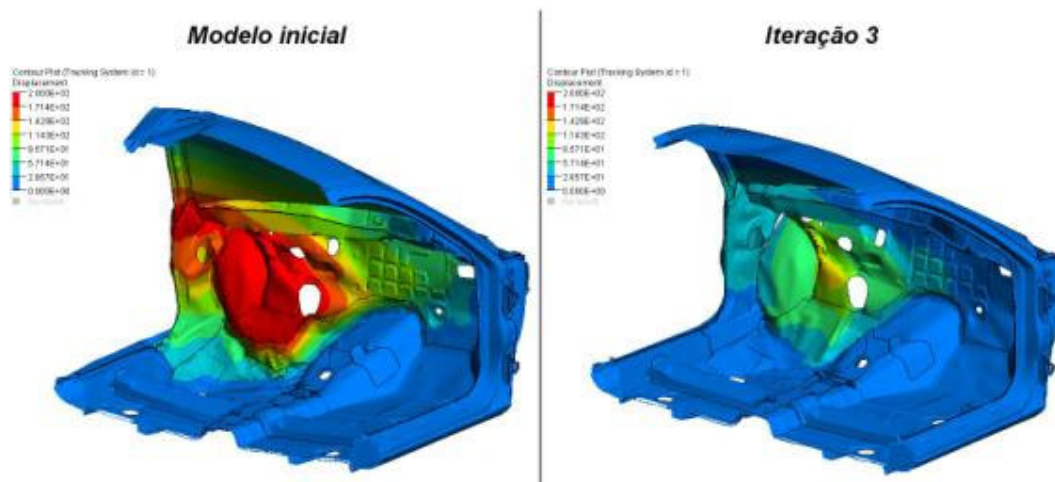


Figura 105 - Comparação de deformação no assoalho.

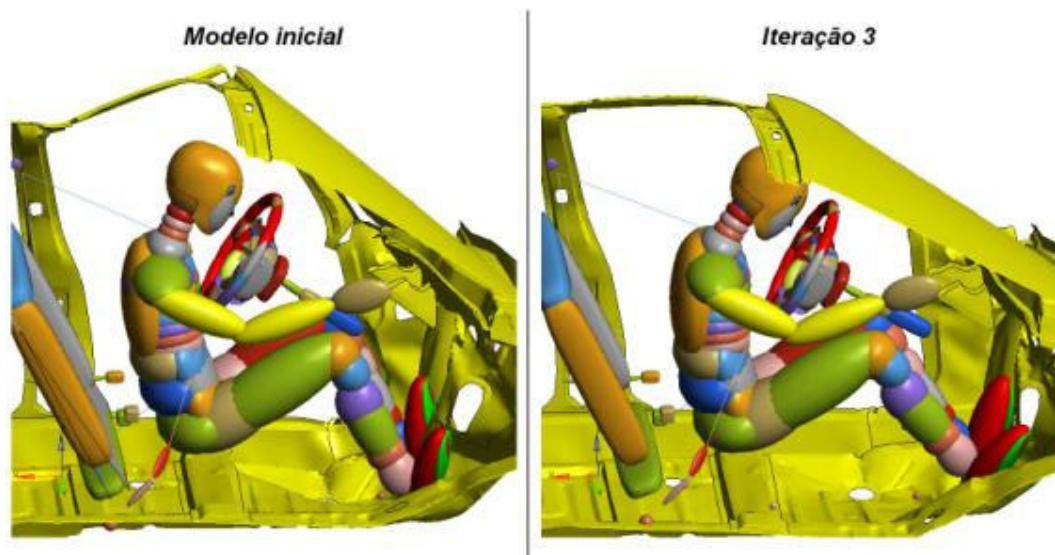


Figura 106 - Compressão da tíbia devido à deformação do assoalho.

As lesões na cabeça foram um pouco menos severas no modelo inicial devido ao fato da coluna de direção ter apresentado uma movimentação maior em z, o que fez com que a cabeça do ocupante atingisse a região central da bolsa que é menos rígida do que as regiões periféricas que estão em contato com o aro do volante. Porém isto não é desejável, pois deixa a região do tórax em contato com a região inferior do aro, o que causou altos valores de deflexão e VC. O ideal é obter um balanço de modo a distribuir o airbag entre a cabeça e o tórax, como mostrado na iteração 3.

CONCLUSÕES

Neste estudo, foi possível comprovar a eficácia do uso dos reforços poliméricos aplicados a estrutura veicular, onde os principais casos de impacto veicular foram abordados, como os frontais, lateral, traseiro e de capotamento, levando em consideração os requisitos que serão exigidos pelo CONTRAN em 2012.

Com a aplicação do reforço, no caso do impacto frontal na configuração ODB a 57km/h, foi possível verificar uma redução de 70% na deformação da coluna A, bem como uma redução de 65% na deformação da coluna de direção e uma redução de aproximadamente 59% na região das pernas e pés do ocupante. Para ser possível mensurar o quanto estas reduções de deformação estrutural proporcionam ao ocupante, um modelo incluindo o motorista foi criado utilizando o software MADYMO[®]. O nível de lesões pôde ser comparado com e sem os reforços, e foi possível verificar uma redução de 23,5% na compressão do peito, 80% de compressão na tíbia, o que levaria o ocupante do veículo com os reforços sair ileso de uma colisão nas condições da norma.

No caso do impacto frontal em barreira rígida a 50km/h, a aplicação dos reforços diminuiu a deformação em todos os pontos de medição, porém aumentou em 1,3g a desaceleração sofrida pelos ocupantes, pois a estrutura do veículo ficou mais rígida. Este é o típico conflito que ocorre entre as normas de impacto frontal com barreira rígida e ODB mencionados anteriormente. Por um lado, a longarina deve ser rígida o suficiente para suportar o impacto em ODB, pois apenas a longarina do lado do impacto estará recebendo a maior parte da energia; porém, no caso da norma de impacto em barreira rígida, onde ambas as longarinas serão solicitadas, estas devem apresentar grande deformação para reduzir a desaceleração efetiva.

A aplicação dos reforços no impacto lateral possibilitou uma redução de 13,8m/s para 10,6m/s na velocidade de deformação da coluna B na região das costelas do *dummy* e houve um ganho de 140mm de espaço residual, o que irá diminuir a compressão e o VC (*viscous criterion*) nas costelas do *dummy*.

Os reforços adotados para o impacto frontal e lateral proporcionaram um aumento de 47,5% de força de colapso da estrutura superior, isto é, a estrutura, que resistia 20,4kN, passou a resistir 30,1kN. Atualmente a norma FMVSS216 exige que a força seja maior que 1,5 vezes o

peso do veículo, e essa exigência é atendida atualmente mesmo sem os reforços. Porém, em breve, esta força será aumentada para 2,5 vezes e, desta forma, o veículo em estudo deveria suportar uma força de 28,9kN, que seria atendida somente com a utilização dos reforços.

No total, foram adicionados 4,9kg de reforços pré-moldados, sendo que na indústria automotiva, um pacote de reforços feitos com chapas metálicas chega a pesar entre 17kg a 30kg para que sejam atendidos os requisitos abordados neste trabalho. Segundo um estudo de Christlein e Hambrecht (2008), a massa dos veículos de passeio aumentou a uma taxa de 10kg por ano desde 1996, que é o ano-modelo do veículo deste estudo, sendo 25% devido ao aumento de requisitos de segurança veicular. Considerando esta taxa até 2010, o veículo deveria ter um acréscimo de 140kg no total, sendo que 35kg seriam referentes ao aumento de massa da estrutura do veículo devido aos requisitos atuais de segurança veicular.

Como recomendação para trabalhos posteriores, sugere-se o uso da otimização para diminuir a massa dos reforços. No modelo de elementos finitos do veículo é possível avaliar as forças e momentos nas regiões onde foram inseridos reforços. Com base nestes dados, pode-se construir sub-modelos para otimizar a geometria e a espessura dos reforços, pois ao mesmo tempo que existem regiões que foram muito solicitadas, existem outras que apresentaram baixa solicitação de esforços e poderiam ter sua espessura reduzida.

Para complementar este estudo, poderiam ser feitas simulações utilizando outros tipos de materiais termoplásticos, ou mesmo materiais compósitos de baixa densidade e alta resistência, com o intuito de apresentar melhores resultados com uma menor massa.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AUTOMOTIVE CIRCLE INTERNATIONAL CONFERENCE, 2006, Frankfurt. The New Citroën C4 Picasso. **[Trabalhos apresentados]**, 2006.
- BATHE, K. J. **Finite Element Procedures**. Upper Saddle River, New Jersey (EUA): Prentice Hall, 1996; 1037 p.
- BELYTSCHKO, T.; LIU, W. K.; MORAN, B. **Nonlinear Finite Elements for Continua and Structures**. Chichester (Inglaterra): John Wiley & Sons, 2000; 665 p.
- BOIS, P.A.; KOLLING, S.; FRANK, T. Material behaviour of polymers under impact loading. **International Journal of Impact Engineering**. Volume 32, 2007, p. 725–740.
- CALLISTER, W. D. **Materials Science and Engineering – An Introduction**. 7^a ed., New York (EUA): John Wiley & Sons, INC., 2007; 975 p.
- CARLSON, D.; CZAPLIKI, M.; RILEY, J. **Structural Reinforcements for Automotive Applications**. SAE, 2003-01-0330, 2003.
- CHEN, G.; ZHANG, Y.; ZHU, P. Lightweight Design of Automotive Front Side Rail Based on Robust Optimisation. In: **Thin-Walled Structures Journal**. V.45, p. 670-676, 2007.
- CHRISTLEIN, J.; HAMBRECHT, T. Safety and lightweight design - not a contradiction. **[Trabalhos apresentados]**. AUDI AG, 2008.
- COOK, R. D. **Finite Element Modeling for Stress Analysis**. 1^a ed. Madison, Wisconsin (EUA): John Wiley & Sons, INC., 1995; 320 p.

- DEAN, G.; WRIGHT, L. An evaluation of the use of finite element analysis for predicting the deformation of plastics under impact loading. **Polymer Testing Journal**. V.22, p. 625-631, 2003.
- EuroNCAP. Disponível em <<http://www.euroncap.com>>. Acesso em: 22 de Agosto de 2008.
- HALLQUIST, J. **LS-DYNA Keyword user's Manual - Version 970**. Livermore, California (EUA): Livermore Software Technology Corporation – LSTC, 2003.
- HALLQUIST, J. **Getting Started with LS-DYNA**. Livermore, California (EUA): Livermore Software Technology Corporation – LSTC, 2002. 17 p.
- HAO, X. et al. Dynamic mechanical properties of whisker/PA66 composites at high strain rates. **Polymer Journal**. V.46, p. 3528-3534, 2005.
- HAUG, E.; SCHARNHORST, T.; BOIS, P. **FEM-Crash, Berechnung eines Fahrzeugfrontalaufpralls**, VDI Berichte 613, 1986, p. 479–505.
- HOU, S. et al. Crashworthiness design for foam filled thin-wall structures. In: **Materials and Design Journal**. V.30, p. 2024-2032, 2009.
- HUBERTH, F.; HIERMAIER, S.; NEUMANN, M. **Material Models for Polymers under Crash Loads Existing LS-Dyna Models and Perspective**. LS-Dyna Anwenderforum, Bamberg, H-I-1, 2005.
- HUFENBACH, W.; GUDE, M.; EBERT, C. Hybrid 3D-textile reinforced composites with tailored property profiles for crash and impact applications. In: **Composites Science and Technology Journal**. V.69, p. 1422-1426, 2009.

- KAMAL, M. M. **Analysis and Simulation of Vehicle to Barrier Impact.** SAE 700414, 1970.
- LANZERATH, H.; SCHILLING, R. **Crash Simulation of Structural Foam.** SAE 2003-01-0328, 2003.
- MERREM MATERIALS. PA66 GF30. Disponível em: <http://www.merrem-materials.com/uploads/File/Kunststoffen/PA66_GF30_beige.pdf>. Acesso em: 25 Set. 2009.
- MORI, T.; KUDO, T.; KOSAKA, N. **The Study of the Frontal Compatibility with Consideration of Interaction and Stiffness.** Toyota Motor Corp., Paper 07-0105, 2008.
- NATIONAL CRASH ANALYSIS CENTER. Estados Unidos. Finite Element Model Archive. Disponível em: < <http://www.ncac.gwu.edu/vml/models.html>>. Acesso em: 28 abr. 2009.
- PORTER, D.; GOULD, P. Predictive nonlinear constitutive relations in polymers through loss history. **International Journal of Solids and Structures.** V.46, p. 1981-1993, 2009.
- TOMITA, Y. Constitutive modelling of deformation behavior of glassy polymers and applications. **International Journal of Mechanical Sciences.** V.42, p. 1455-1469, 2000.
- X. Teng and T. Wierzbicki. Evaluation of six fracture models in high velocity perforation. In: **Engineering Fracture Mechanics**, 73:1653–1678, 2006.

- ZHANG, C.; SAIGAL, A. Crash behavior of a 3D S-shape space frame structure. In: **Journal of Materials Processing Technology**. V.191, p. 256-259, 2007.
- ZAREI, H. R.; KRÖGER, M. Bending behavior of empty and foam-filled beams: Structural optimization. In: **International Journal of Impact Engineering**. V.35, p. 521-529, 2008.

Apêndice I

A teoria da energia de distorção originou-se a partir da observação de que os materiais dúcteis tensionados hidrostáticamente apresentavam tensões de escoamento maiores do que as tensões medidas em ensaios de tração.

A teoria considera que o escoamento ocorre quando a energia associada à mudança de forma de um corpo sob carregamento multiaxial for igual à energia de distorção em um corpo de prova de tração, quando o escoamento ocorre na tensão de escoamento uniaxial, σ_y .

Considerando a energia de deformação armazenada em um elemento de volume, como mostrado na Figura 107.

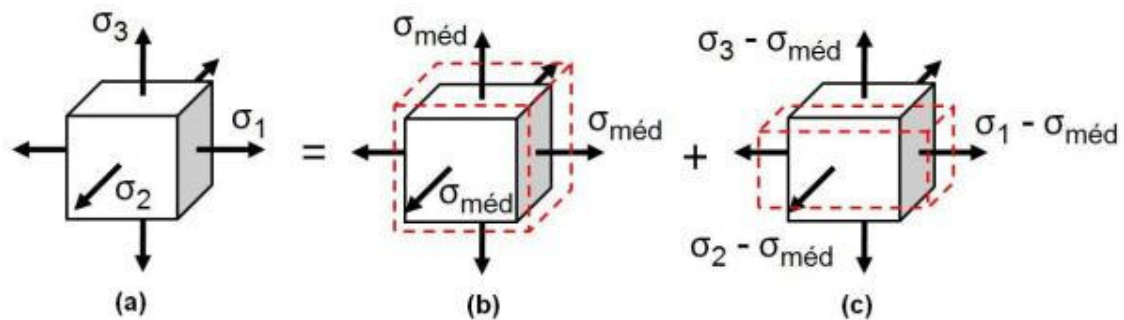


Figura 107 - (a) Estado triaxial de tensões, (b) Variação de volume, (c) Distorção.

A densidade de energia de deformação devida ao carregamento multiaxial é dada por:

$$U_0 = \frac{1}{2(\sigma_1 \varepsilon_1 + \sigma_2 \varepsilon_2 + \sigma_3 \varepsilon_3)} \quad (1)$$

onde σ_1 , σ_2 , σ_3 , são as tensões principais e ε_1 , ε_2 , ε_3 , são as respectivas deformações principais. Combinando-se esta equação com a Lei de Hooke, obtém-se.

$$U_0 = \frac{1}{2E[\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_1\sigma_3)]} \quad (2)$$

Uma parcela desta energia de deformação pode estar associada à variação de volume do elemento e o restante da energia de deformação está associado à variação de forma, ou seja, à distorção. A variação de volume é produzida pela tensão média, dada pela equação 3 e ilustrado pela Figura 107 (b).

$$\sigma_{medio} = \frac{1}{3(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)} \quad (3)$$

As tensões resultantes mostradas na Figura 107 (c) produzem distorção sem qualquer variação no volume.

Ensaio mostraram que materiais dúcteis não escoam quando estão submetidos a pressões hidrostáticas (tensões iguais em todas as direções – estado de tensão hidrostático - Figura 107 (b)) de valores extremamente altos. Assim, postulou-se que as tensões que realmente causam escoamento são as tensões que produzem distorção. Esta hipótese constitui o critério de escoamento da energia de distorção máxima, que enuncia:

“o escoamento de um material dúctil ocorre quando a energia de distorção por unidade de volume iguala ou excede a energia de distorção por unidade de volume quando o mesmo material escoar em um ensaio de tração simples.”

Quando as tensões da Figura 107 (c), que causam distorção, são substituídas na equação 2, obtendo-se a equação 4 para a densidade de energia de distorção:

$$U_d = \frac{1}{12G [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]} \quad (4)$$

A densidade de energia de distorção em um corpo de prova de tração na tensão limite de escoamento, σ_y , pode ser definida pela equação 5:

$$[(U)_d]_y = \frac{1}{6G} \sigma_y^2 \quad (5)$$

pois $\sigma_1 = \sigma_y$ e $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$. Deste modo, o escoamento ocorre quando a energia de distorção para um carregamento geral, dado pela equação 4, iguala ou excede o valor de $(U)_d$ na equação 5. Assim, o critério da energia de distorção máxima pode ser enunciado em termos das três tensões principais como:

$$\frac{1}{2 \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 \right]} = \sigma_y^2 \quad (6)$$

Em termos das tensões normais e das tensões cisalhantes em três planos arbitrários mutuamente ortogonais, pode-se mostrar que o critério da energia de distorção máxima pode ser representado por:

$$\frac{1}{2 \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + 6 (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2) \right]} = \sigma_y^2 \quad (7)$$

Para o caso de tensão plana, as expressões correspondentes para o critério da energia de distorção máxima podem ser facilmente obtidas das equações 6 e 7, colocando-se $\sigma_3 = \sigma_z = \tau_{xz} = \tau_{yz} = 0$. Em termos das tensões principais, tem-se a equação 8:

$$\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2 = \sigma_y^2 \quad (8)$$

Esta é a equação de uma elipse no plano $\sigma_1 - \sigma_2$, como mostrado na Figura 108. Com o propósito de comparação, o hexágono da teoria de escoamento da tensão cisalhante máxima também está mostrado, em linhas tracejadas. Nos seis vértices do hexágono, as duas teorias se coincidem, ou seja, ambas as teorias predizem que

o escoamento ocorrerá se o estado de tensão (plano) em um ponto corresponde a qualquer um destes seis estados de tensão. Por outro lado, a teoria da tensão cisalhante máxima dá uma estimativa mais conservadora (ou seja, um valor menor) para as tensões necessárias para produzir escoamento, pois o hexágono se situa sobre ou dentro da elipse.

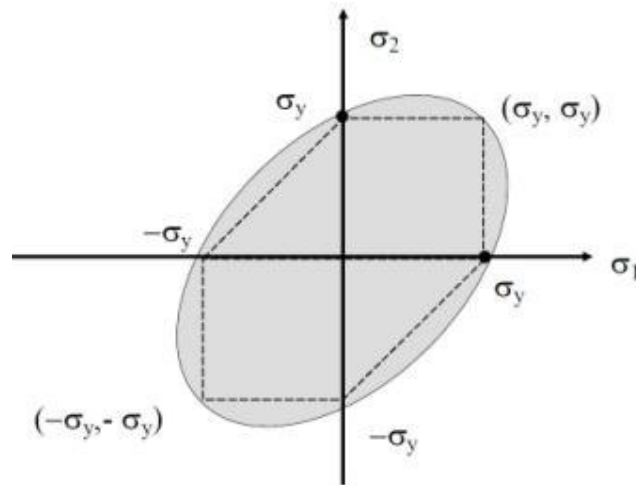


Figura 108 - Elipse de escoamento (tensão plana).

Um modo conveniente de aplicar a teoria da energia de distorção máxima é extrair a raiz quadrada dos termos do lado esquerdo da equação 6 ou 7 para obter uma quantidade equivalente de tensão que é chamada de tensão equivalente de Von Mises. Qualquer uma das duas equações a seguir pode ser usada para calcular a tensão equivalente de Von Mises, σ_{VM} :

$$\sigma_{VM} = \frac{\sqrt{2}}{2 \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 \right]^{\frac{1}{2}}} \quad (9)$$

$$\sigma_{VM} = \frac{\sqrt{2}}{2 \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + 6 (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2) \right]^{\frac{1}{2}}} \quad (4.10)$$

Para o caso de tensão plana, as expressões correspondentes para a tensão equivalente de Von Mises podem ser facilmente obtidas das equações 9 e 10 colocando-se $\sigma_3 = \sigma_z = \tau_{xz} = \tau_{yz} = 0$.

Comparando-se o valor da tensão de Von Mises em qualquer ponto, com o valor da tensão de escoamento em tração, σ_y , pode-se determinar se o escoamento ocorre de acordo com a teoria da energia de distorção máxima.

Além disso, a forma mais simples de incluir o efeito da taxa de deformação é através da utilização do modelo de Cowper-Symonds, que escala a tensão de escoamento com o fator:

$$1 + \left(\frac{\dot{\epsilon}}{C}\right)^{\frac{1}{P}} \quad (11)$$

onde $\dot{\epsilon}$ é a taxa de deformação, C e P são parâmetros do material. Deste modo, a equação de von Mises com a influência da taxa de deformação de Cowper Symond é dada por:

$$\sigma_y = \sigma_{VM} * \left[1 + \left(\frac{\dot{\epsilon}}{C}\right)^{\frac{1}{P}} \right] \quad (12)$$

Diversos dados experimentais sugerem que termoplásticos seguem uma relação semi-empírica onde a equação descrita abaixo deriva da teoria da barreira de energia para fluxo viscoso de Eyring :

$$\sigma_y = \sigma_0 + \beta * \log \dot{\epsilon} \quad (13)$$

onde σ_0 e β são constantes.

A diferença entre as duas equações acima pode ser facilmente vista. A relação de Cowper-Symonds descreve uma redução no efeito da taxa de deformação na tensão de escoamento por década de aumento da taxa de deformação enquanto que a

equação 13 descreve um aumento uniforme na tensão de escoamento por década de taxa de deformação crescente.

Apêndice II

```

*MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY_TITLE
$HMNAME MATS 5020PA 66 GF30 (MAT24)
PA 66 GF30 (MAT24)
50201.3700E-06 4.0 0.4 0.0 0.0
0.0 0.0 143 0 0.0
$$ HM Entries in Stress-Strain Curve = 8
0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0
0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 1.0 0.0 0.0

*DEFINE_TABLE
$HMNAME_CURVES 143LoadTable_143
$HWCOLOR CURVES 143 3
$HMCURVE 4 5 LoadTable143
143
$$ HM Entries in number of values = 3
2.00000000000000E-06
0.2
0.5

*DEFINE_CURVE
$HMNAME_CURVES 5020LoadCurve_5020
$HWCOLOR CURVES 5020 3
$HMCURVE 2 2 LoadCurve5020
5020 0 1.01.0000E-03 0.0 0.0 0
0.0 0.0
2.34464000000000E-04 0.56825914195
6.09010000000000E-04 1.6699865
.
.
.
0.079753 116.37208331
0.08274385 117.25587081
0.09014805 118.70335
1.0 119.85

*DEFINE_CURVE
$HMNAME_CURVES 5021LoadCurve_5021
$HWCOLOR CURVES 5021 3
$HMCURVE 2 2 LoadCurve5021
5021 0 1.01.0000E-03 0.0 0.0 0
0.0 0.0
0.01 28.8
0.023329685 72.0
.
.
0.077211175 146.4
0.08 147.6
1.0 150.6

*DEFINE_CURVE
$HMNAME_CURVES 5022LoadCurve_5022
$HWCOLOR CURVES 5022 3
$HMCURVE 2 2 LoadCurve5022
5022 0 1.01.0000E-03 0.0 0.0 0
0.0 0.0
0.01 50.0
.
.
0.065 168.0
1.0 170.0

*END

```


Livros Grátis

(<http://www.livrosgratis.com.br>)

Milhares de Livros para Download:

[Baixar livros de Administração](#)

[Baixar livros de Agronomia](#)

[Baixar livros de Arquitetura](#)

[Baixar livros de Artes](#)

[Baixar livros de Astronomia](#)

[Baixar livros de Biologia Geral](#)

[Baixar livros de Ciência da Computação](#)

[Baixar livros de Ciência da Informação](#)

[Baixar livros de Ciência Política](#)

[Baixar livros de Ciências da Saúde](#)

[Baixar livros de Comunicação](#)

[Baixar livros do Conselho Nacional de Educação - CNE](#)

[Baixar livros de Defesa civil](#)

[Baixar livros de Direito](#)

[Baixar livros de Direitos humanos](#)

[Baixar livros de Economia](#)

[Baixar livros de Economia Doméstica](#)

[Baixar livros de Educação](#)

[Baixar livros de Educação - Trânsito](#)

[Baixar livros de Educação Física](#)

[Baixar livros de Engenharia Aeroespacial](#)

[Baixar livros de Farmácia](#)

[Baixar livros de Filosofia](#)

[Baixar livros de Física](#)

[Baixar livros de Geociências](#)

[Baixar livros de Geografia](#)

[Baixar livros de História](#)

[Baixar livros de Línguas](#)

[Baixar livros de Literatura](#)
[Baixar livros de Literatura de Cordel](#)
[Baixar livros de Literatura Infantil](#)
[Baixar livros de Matemática](#)
[Baixar livros de Medicina](#)
[Baixar livros de Medicina Veterinária](#)
[Baixar livros de Meio Ambiente](#)
[Baixar livros de Meteorologia](#)
[Baixar Monografias e TCC](#)
[Baixar livros Multidisciplinar](#)
[Baixar livros de Música](#)
[Baixar livros de Psicologia](#)
[Baixar livros de Química](#)
[Baixar livros de Saúde Coletiva](#)
[Baixar livros de Serviço Social](#)
[Baixar livros de Sociologia](#)
[Baixar livros de Teologia](#)
[Baixar livros de Trabalho](#)
[Baixar livros de Turismo](#)