

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA DE MINAS GERAIS**

**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE MATERIAIS**

**CURSO ENGENHARIA DE MATERIAIS**

**DANIEL JÚLIO FIGUEIREDO CRUZ HORTA SANTOS**

**ATENUADOR DE IMPACTO PARA FÓRMULA SAE: ANÁLISE DINÂMICA NÃO  
LINEAR PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS**

**BELO HORIZONTE**

**2016**

DANIEL JÚLIO FIGUEIREDO CRUZ HORTA SANTOS

**ATENUADOR DE IMPACTO PARA FÓRMULA SAE: ANÁLISE DINÂMICA NÃO  
LINEAR PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado no Curso de Graduação em Engenharia de Materiais do Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais como requisito parcial para obtenção de título de Bacharel em Engenharia de Materiais.

Orientador: Nílton da Silva Maia

BELO HORIZONTE

2016

DANIEL JÚLIO FIGUEIREDO CRUZ HORTA SANTOS

**ATENUADOR DE IMPACTO PARA FÓRMULA SAE: ANÁLISE DINÂMICA NÃO  
LINEAR PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado no Curso de Graduação em Engenharia de Materiais do Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais como requisito parcial para obtenção de título de Bacharel em Engenharia de Materiais.

**BANCA EXAMINADORA:**

---

Prof. Nilton da Silva Maia

---

Prof. André Guimarães Ferreira

---

Prof. Wellington Lopes

## RESUMO

Análise por simulação numérica em componentes de Fórmula SAE é um aspecto cada vez mais importante para qualificação dos projetos que envolvem a construção do veículo. Este trabalho se propõe a analisar um modelo computacional de atenuador de impacto para Fórmula SAE, pelo método dos elementos finitos. O modelo em estudo, constituído em alumínio, se adequa as regras da competição de Fórmula SAE. O atenuador de impacto é um item de segurança do veículo de uso obrigatório com a função de desacelerar o veículo gradualmente durante uma colisão frontal de impacto. Esta monografia apresenta a revisão bibliográfica sobre o método dos elementos finitos, além de conceitos, ferramentas matemáticas e metodologia de análise dinâmica não linear. A dinâmica de uma colisão é avaliada sob os parâmetros de absorção de energia e aceleração. Os resultados sobre a energia absorvida foram satisfatórios, validando o modelo para o teste físico. Apresenta-se neste trabalho conclusões e sugestões de trabalho para uma análise *crashtest*.

Palavras-chave; Formula SAE, Atenuador de Impacto; *crashtest*; Métodos Elementos Finitos.

## **ABSTRACT**

Numerical simulation analysis for Formula SAE components is an important aspect to qualify projects involving the construction of the vehicle. This study aims to analyze a computer model of an impact attenuator for Formula SAE, using the Finite Element Method. The model in study, made of aluminum, follows the rules of Formula SAE competition. The impact attenuator is a safety item mandatory, made for gradually decelerate the vehicle during a frontal collision impact. This paper presents a literature review on the finite element method, some concepts, mathematical tools and the methodology of a nonlinear dynamic analysis. The dynamics of a collision cover the energy absorption and acceleration. The results about energy absorbed was good enough to validate the model to be physically tested. It is presented in this work conclusions and future work for a crashtest analysis.

**Key words:** Formula SAE; Impact Attenuator; crashtest; Finite Element Method.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Carro da Equipe Cefast em 2015 .....	11
Figura 2 - Representação do Atenuador de Impacto instalado no Fórmula.....	15
Figura 3 - Esquemático do atenuador de impacto.....	16
Figura 4 - Representação de um domínio gradeado (a) malha grossa (b) malha fina .....	21
Figura 5 - Comparação de elementos (a) com malha (b) sem malha.....	23
Figura 6 - Comparação de elementos casca convencional e contínua. ....	24
Figura 7 - Elementos de primeira e segunda ordem. ....	25
Figura 8 – Tipos de colisão veicular mais comuns.....	28
Figura 9 - Representação esquemática de uma célula de cortiça.....	33
Figura 10 - Estrutura celular da cortiça.....	34
Figura 11 - Espuma de Alumínio .....	35
Figura 12 – Micrografia de espuma de EVA .....	36
Figura 13 – Honeycomb de Alumínio .....	37
Figura 14 – Configuração Honeycomb de Alumínio.....	37
Figura 15 - Crashbox (verde) de um carro comercial.....	38
Figura 16 – Gráfico Tensão Deformação do Alumínio NL.....	39
Figura 17 – Metodologia para criar o Modelo. ....	40
Figura 18 – Vista esquemática da simulação .....	41
Figura 19 – Vista da Parede Rígida .....	42
Figura 10 – Vista da Chapa Antiintrusão .....	43
Figura 21 – Vista do Chassi .....	43
Figura 22 – Representação do Atenuador de Impacto.....	44
Figura 23 – Representação da malha.....	45
Figura 21 – Deformação Atenuador nos tempos: 0s e $2,40 \times 10^{-3}$ s.....	47
Figura 22 – Deformação Atenuador nos Tempos: $4,8 \times 10^{-3}$ s e $7,2 \times 10^{-3}$ s .....	48
Figura 23 – Deformação Atenuador nos tempos: $9,6 \times 10^{-3}$ s e $1,2 \times 10^{-2}$ s.....	48
Figura 24 – Deformação Atenuador nos tempos: $1,44 \times 10^{-2}$ s e $1,69 \times 10^{-2}$ s.....	48
Figura 25 – Deformação Atenuador nos tempos: $1,92 \times 10^{-2}$ s e $2,16 \times 10^{-2}$ s.....	49
Figura 26 – Gráfico da Deformação Total .....	49
Figura 27 – Gráfico da Aceleração .....	50
Figura 28 – Gráfico da Energia Total Absorvida.....	51
Figura 29 – Vista da posição do nó L.....	52

<b>Figura 30 – Vista da posição do nó P .....</b>	<b>52</b>
<b>Figura 31 – Gráfico da Velocidade dos nós .....</b>	<b>53</b>
<b>Figura 32 – Gráfico da Aceleração dos nós .....</b>	<b>53</b>

## **LISTA DE TABELAS**

<b>Tabela 1 - Pontuação das Provas Estáticas .....</b>	<b>13</b>
<b>Tabela 2 - Pontuação das Provas Dinâmicas.....</b>	<b>14</b>
<b>Tabela 3 – Propriedades dos materiais selecionados.....</b>	<b>39</b>
<b>Tabela 4 – Massa e Volume dos componentes da simulação .....</b>	<b>45</b>

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>11</b>
1.1	Fórmula Cefast.....	11
1.2	Competição de Fórmula SAE .....	12
1.3	Regulamento de Fórmula SAE .....	12
1.4	Atenuador de Impacto .....	14
1.5	Objetivos .....	17
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>	<b>18</b>
2.1	Método dos Elementos Finitos .....	18
2.1.1	<i>Métodos para solução de problemas de engenharia .....</i>	<i>18</i>
2.1.2	<i>História do Método de Elementos Finitos .....</i>	<i>19</i>
2.1.3	<i>Definição do Método de Elementos Finitos .....</i>	<i>20</i>
2.1.4	<i>Caracterização dos Elementos Finitos .....</i>	<i>21</i>
2.2	Modelagem dos Elementos Finitos .....	25
2.2.1	<i>Análise Estática e Dinâmica .....</i>	<i>26</i>
2.2.2	<i>Análise Linear e Não Linear .....</i>	<i>26</i>
2.2.3	<i>Método implícito e método explícito .....</i>	<i>27</i>
2.3	Modelagem do Impacto .....	27
2.3.1	<i>Equações do Movimento .....</i>	<i>30</i>
2.3.2	<i>Absorção de Energia .....</i>	<i>30</i>
2.4	Materiais para Absorção de Impacto.....	31
2.4.1	<i>Materiais Celulares .....</i>	<i>32</i>
<b>3</b>	<b>MATERIAIS E MÉTODOS.....</b>	<b>39</b>
3.1	Seleção de Materiais .....	39
3.2	Método de Modelagem .....	40
3.2.1	<i>Descrição Geral do Trabalho Realizado.....</i>	<i>40</i>
3.2.2	<i>Considerações Iniciais .....</i>	<i>41</i>
3.2.3	<i>Modelagem.....</i>	<i>42</i>
3.2.4	<i>Condições Iniciais e de Contorno .....</i>	<i>45</i>
3.2.5	<i>Processamento da Simulação (Solver) .....</i>	<i>46</i>
<b>4</b>	<b>RESULTADOS.....</b>	<b>47</b>
4.1	Considerações Iniciais .....	47
4.2	Deformação Total .....	47

<b>4.3</b>	<b>Aceleração.....</b>	<b>50</b>
<b>4.4</b>	<b>Análise da Energia Absorvida. ....</b>	<b>51</b>
<b>4.5</b>	<b>Análise Comparativa dos nós.....</b>	<b>51</b>
<b>5</b>	<b>CONSIDERAÇÕES FINAIS .....</b>	<b>54</b>
<b>5.1</b>	<b>Conclusões .....</b>	<b>54</b>
<b>5.2</b>	<b>Trabalhos Futuros .....</b>	<b>55</b>

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Fórmula Cefast

Fórmula Cefast é uma equipe de Fórmula SAE composta por estudantes do Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais (CEFET-MG) em Belo Horizonte, Minas Gerais. Estudantes dos cursos de Engenharia Mecânica, Engenharia Elétrica e Engenharia de Materiais, além dos estudantes do curso de Administração do CEFET-MG projetam, constroem, testam e competem na competição de Fórmula SAE, a combustão, do Brasil anualmente.

De acordo com Cefast (2015), no ano de 2005, a equipe foi fundada por mulheres estudantes de Engenharia Mecânica e inicialmente era chamada de Equipe Atena. No ano seguinte foi criado o primeiro protótipo, ES01, que competiu na cidade do Rio de Janeiro (RJ) alcançando a oitava colocação. No ano de 2009 a equipe foi renomeada para Fórmula Cefast, nome este já usado pelas outras equipes do Núcleo de Engenharia Aplicada à Competições (NEAC) do CEFET-MG, unificando o nome “Cefast” para as equipes da instituição. As demais equipes do NEAC que representa a instituição CEFET-MG nas competições da SAE Brasil são Cefast Baja e Cefast *Aerodesign*.

A Fórmula Cefast era a única equipe do estado de Minas Gerais a participar da competição Fórmula SAE Brasil até o ano de 2010. A última competição em que o CEFET-MG foi representado foi no ano de 2015, com o protótipo ES7B (representado na figura 1), em que alcançou o 9 lugar na classificação final.

**Figura 1 - Carro da Equipe Cefast em 2015**



Fonte: Produzida pelo autor

## 1.2 Competição de Fórmula SAE

Formula SAE (FSAE) é uma competição para estudantes de engenharia organizado pela Sociedade de Engenheiros da Mobilidade (SAE). A competição se baseia numa situação hipotética na qual os universitários devem projetar e construir um pequeno protótipo Formula SAE para uma fictícia empresa fabricar e comercializar o protótipo em larga escala.

A competição Fórmula SAE Brasil é a versão brasileira da FSAE *Collegiate Design Series*. Segundo a SAE International a primeira competição aconteceu no Texas, Estados Unidos. Esta competição foi realizada por um departamento local da SAE que discutia uma competição alternativa ao Mini Baja. Porém esta primeira tentativa foi frustrada. Alguns anos depois, estudantes de uma Universidade do Texas tiveram a ideia de criar uma competição de Mini-Indy (versão simplificada da Formula Indy) com regras mais simples e possibilitando um projeto mais aberto, que permitisse maior liberdade no desenvolvimento de cada componente do carro. Em comparação ao Mini Baja, que permitia o desenvolvimento do chassi, mas o motor é padronizado para todas as equipes. Entretanto a versão mini-Indy visava permitir alterações no motor com poucas restrições. Posteriormente o evento foi criado com o nome adaptado para FSAE.

Atualmente a competição tem expandido e incluído um número considerável de eventos. Nos Estados Unidos o evento de FSAE acontece anualmente em dois locais (nos estados de Michigan e Nevada). A competição em Michigan é a maior e mais importante para as equipes de todo o mundo. A nível internacional mais de sete países sediam as respectivas competições nacionais. Com destaque na Europa que adota o nome de Formula Student, sendo os dois principais eventos realizados na Alemanha e Inglaterra.

## 1.3 Regulamento de Fórmula SAE

As regras do Fórmula SAE especificam o limite de muitos aspectos do veículo. Existe uma grande preocupação e muitas regras para a construção do chassi e de outros aspectos de segurança do veículo. No carro como um todo as regras especificam detalhes, seja para a suspensão, seja a limitação do motor ou da aerodinâmica. As regras detalham como cada prova

vai acontecer e como as equipes devem se preparar. Alguns componentes solicitam o envio de relatórios de validação previamente.

As regras referentes ao conceito geral do carros, o veículo obrigatoriamente deve ser um carro com a estrutura separada das rodas, o *cockpit* deve ser aberto e o carro composto por quatro rodas que não estejam em linha reta. A estrutura do veículo não pode ter abertura na separação da cabine do piloto e o compartimento que suporta o motor. Pequenas aberturas para comportar os componentes da suspensão são permitidos. A distância entre eixos estabelece o tamanho mínimo de 1525 mm. O eixo da bitola menor obrigatoriamente deve ser inferior a 75% da bitola maior. O sistema de freios deve atuar nas quatro rodas. O escapamento deve limitar o nível de ruídos para 110 dBA. As equipes trabalham com motores de 4 tempos com deslocamento máximo de 610m<sup>3</sup>, porém a admissão de ar do motor é limitada em 20mm para o combustível gasolina (SAE, 2016).

As equipes formadas por estudantes universitários ao redor do mundo constroem carros de corrida de acordo com as regras da Fórmula SAE. Segundo SAE (2016) cada equipe compete em múltiplas provas, que computam pontos. Cada prova tem uma pontuação específica, que ao final da competição são somados e a equipe com maior quantidade de pontos é a vencedora. A competição consiste em provas estáticas, onde os carros não são dirigidos e a pontuação se da pela apresentação e conhecimento dos membros das equipes. Conforme explicito na Tabela 01.

**Tabela 1 - Pontuação das Provas Estáticas**

<b>Eventos Estáticos</b>	<b>Pontuação</b>
Apresentação	75
Projeto	150
Análise de Custos	100

Fonte: SAE, 2016.

Enquanto que as provas dinâmicas, onde o carro é pilotado e a pontuação é baseada na performance dinâmica do carro está citado na Tabela 2.

**Tabela 2 - Pontuação das Provas Dinâmicas**

<b>Eventos Dinâmicos</b>	<b>Pontuação</b>
Aceleração	75
Skid-Pad	150
Autocross	150
Eficiência	100
Enduro	300

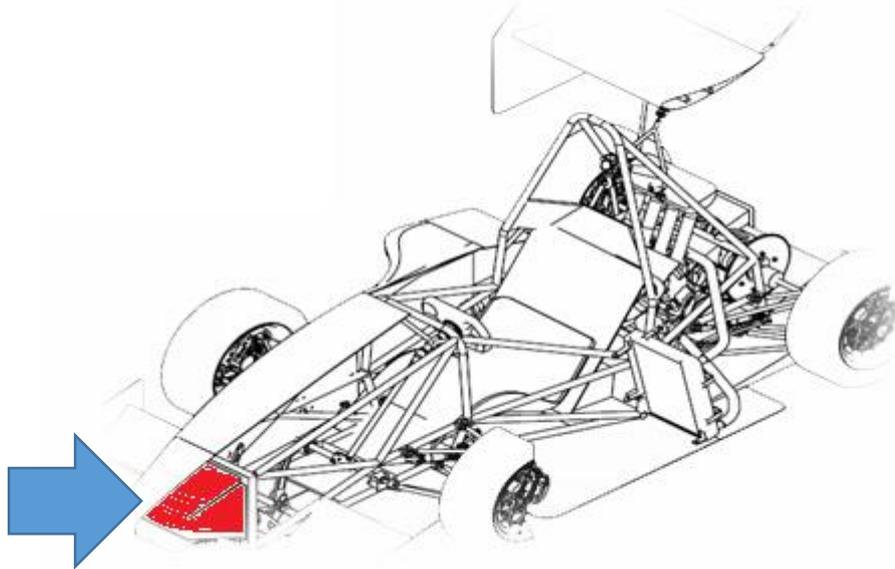
Fonte: SAE, 2016.

Entre outros requisitos, a estrutura do veículo deve incluir dois tubos de rolo que são apoiados, um anteparo, à frente da estrutura, com sistema de apoio e o atenuador de impacto além das estruturas de impacto lateral. A competição exige como item obrigatório de segurança o atenuador de impacto para que este possa proteger o piloto e o chassi em caso de colisão frontal do carro minimizando danos.

#### **1.4 Atenuador de Impacto**

A análise de impacto desenvolvida nesse trabalho será realizada sobre modelo de atenuador de impacto esquematizado na Figura 2.

**Figura 2 - Representação do Atenuador de Impacto instalado no F3**



Fonte: Produzida pelo autor.

Conforme destaca Hart et al. (2009), o atenuador de impacto é uma estrutura usada para desacelerar o veículo gradualmente durante uma colisão frontal de impacto. Esta desaceleração protege o piloto de lesões e os componentes do carro contra deformação. O atenuador consome a energia do impacto quando este deforma.

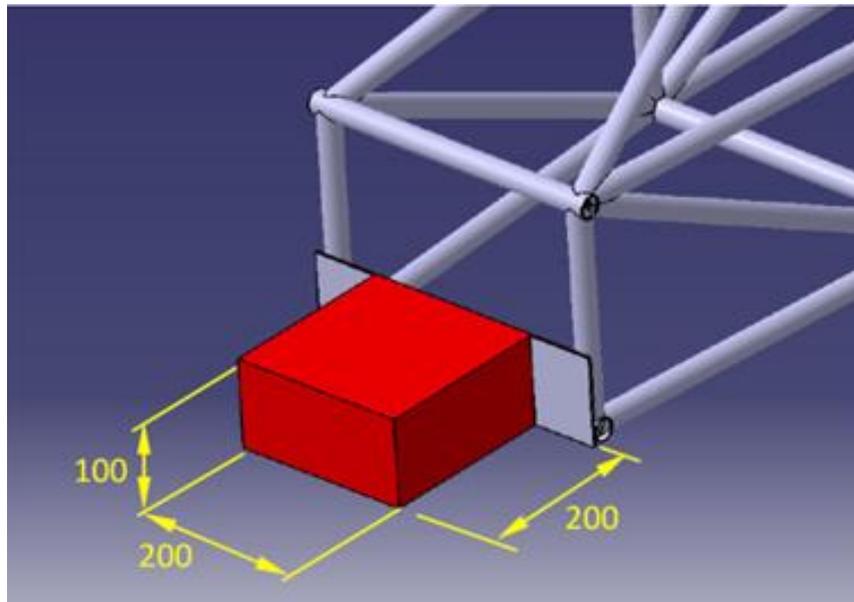
De acordo com SAE (2016), todos os carros devem possuir obrigatoriamente um atenuador de impacto e apresentar os dados do teste realizado para validá-lo. A produção e os testes do atenuador ficam a critério de cada equipe.

Segundo a SAE (2016), o atenuador de impacto é um dispositivo, absorvedor de energia, deformável localizado à frente do chassi.

O regulamento contém as especificações para a construção dos componentes do veículo. As regras que abordam o atenuador de impacto podem ser encontradas em *Part T (General Technical Requirements)*; *Article 3 (Driver's Cell)*; *T3.21 (Impact Attenuator)* no manual de regras para Fórmula SAE. Todas as regras referentes ao atenuador estão anexadas neste trabalho e podem ser consultados no Anexo B (Regras do Atenuador de Impacto).

Em congruência com as regras da SAE o atenuador de impacto deve ser montado à frente do anteparo frontal. Este dispositivo pode ser feito de qualquer material desde que tenha no mínimo as seguintes dimensões: 200 milímetros de comprimento; 100 milímetros de altura e 200 milímetros de largura. A figura 3 representa um atenuador destacado em um carro de Formula SAE completamente montado.

**Figura 3 - Esquemático do atenuador de impacto.**



Fonte: SAE Brasil, 2009

O Atenuador de impacto é fixado em uma placa de anteparo frontal. Esta placa necessariamente deve ser feita de aço na espessura mínima de 1,5mm ou deve ser feita de alumínio com a espessura mínima de 4mm. Como regra o atenuador não pode penetrar a placa antiintrusão. A fixação da placa fica a critério das equipes, sendo as duas únicas possibilidades de fixação o uso de 4 (quatro) parafusos SAE 8, ou solda da chapa nos quadro tubos frontais do chassi, sendo que caso a placa seja soldada a mesma deve ter dimensões suficientes para cobrir até o centro do eixo dos tubos.

## 1.5 Objetivos

O objetivo deste trabalho é o criar um modelo matemático, que represente um atenuador de impacto moldado pelas regras presentes no regulamento para Fórmula SAE no biênio 2015-2016, com uso dos elementos finitos.

Para alcançar este objetivo, são objetivos específicos deste trabalho:

- Realizar uma pesquisa bibliográfica sobre modelagem por elementos finitos aplicados à dinâmica explícita.
- Avaliar o comportamento de desaceleração da colisão.
- Avaliar a energia total absorvida pelo atenuador durante a colisão.

Primeiramente, a seção de revisão bibliográfica detalhar o método dos elementos finitos, abordando a definição do método e os principais componentes que o envolvem como elementos e a malha. Nesta mesma seção básicas equações, dinâmica do impacto frontal e as ferramentas matemáticas necessárias para estimar os parâmetros de aceleração e de absorção de energia

Uma vez entendido como elabora a análise pelo método dos elementos finitos, a seção seguinte explana o método utilizado para simulação numérica. São descritos os passos para reproduzir a metodologia realizada pelo autor para elaborar a dinâmica da simulação.

Com o intuito de verificar se o atenuador de impacto modelado é capaz de atender as normas da FSAE, a seção de resultados ilustrar os resultados considerando os parâmetros de energia e aceleração.

Finalmente, algumas considerações são feitas a respeito deste trabalho, abordando em acréscimo algumas sugestões e observações para continuidade deste ou de outros futuros trabalhos.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 Método dos Elementos Finitos

Nesta seção são abordado os conceitos introdutórios do Método dos Elementos Finitos. Uma breve introdução da história deste método para contextualizar o mecanismo de método. Algumas distintos a respeito dos possíveis caminhos a serem tomados em uma análise de impacto, distinguindo principalmente uma análise linear de uma análise não linear.

#### *2.1.1 Métodos para solução de problemas de engenharia*

Na engenharia os problemas são resolvidos quando produtos ou processos falham. As ações corretivas podem ser tomadas para prevenir futuras falhas. Nas duas situações é necessário seguir passos e métodos.

Conforme definido por Gokhale (2008), os métodos de solução de qualquer problema de engenharia são essencialmente três: Método Analítico, Método Numérico e o Método Experimental.

O método experimental requer configurações, ambientação e preparação mais sofisticadas e com maior custo. Este método é restrito a aplicações físicas, pode ser analisado apenas em protótipos construído. Devido às incertezas durante o experimento, este solicita diversos testes com o protótipo replicado. Um exemplo desta metodologia de solução é um teste de fadiga (GOKHALE, 2008).

O Método Analítico, como explica Gokhale (2008), é a metodologia clássica em desenvolver uma teoria e derivar os resultados que são próximos da máxima precisão. Este método é aplicado para problemas como suporte de vigas simplificado por exemplo.

Os fenômenos físicos aplicados na engenharia são investigados cada vez mais por ferramentas computacionais. A modelagem destes fenômenos é desenvolvida pelas ferramentas CAD (*Computer-Aided Design*) e CAE (*Computer-Aided Engineering*). A representação matemática e aproximação numérica constituem o método numérico. A este método são

aplicados complexos problemas do mundo real, apesar dos resultados solicitarem validação por experimentos ou uma abordagem analítica. Os dois principais exemplos são o Método dos Elementos Finitos e o Método dos Volumes Finitos (GOKHALE, 2008).

Neste trabalho apenas o método numérico é aplicado. A solução numérica mais popularmente usada é o Método dos Elementos Finitos com aplicação dinâmica. A nomenclatura Método dos Elementos Finitos é também conhecida como Análise dos Elementos Finitos.

Logan (2007) define o Método dos Elementos Finitos como um método numérico para solução de problemas de engenharia em que invés de solucionar o problema para todo o conjunto por uma única operação, o método formula equações para cada elemento e combina estas equações para obter uma solução para o conjunto inteiro.

### ***2.1.2 História do Método de Elementos Finitos***

A história do método não é atribuída a nenhum autor especificamente, pois o Método por Elementos Finitos (MEF) foi desenvolvido por diversos cientistas, físicos e engenheiros. Ao longo dos anos foram diversas contribuições, trabalhos adaptados para diferentes aplicações davam forma a esta metodologia.

Durante muito tempo técnicas foram desenvolvidas para solucionar problemas matemáticos com funções de aproximação, porém o processamento de equações algébricas dificultou o avanço. Com o advento da computação, se tornou possível o desenvolvimento prático da análise e tratamento destas equações (LOTTI et al, 2006).

Segundo Soriano (2003) o método de elementos finitos surgiu em 1955. Os primeiros elementos foram aplicados na indústria aeronáutica. Na época estes estudos serviram para análise de distribuição de tensões em chapas de asa de avião.

Porém muitos anos antes, em 1909, Walter Ritz, em estudos da mecânica dos sólidos deformáveis, desenvolveu um método para determinar a solução aproximada. Já em 1943, Richard Courant, para problemas de torção, introduziu funções lineares especiais ao método de Ritz. Os computadores digitais disponíveis naquele período originaram o MEF. (SORIANO, 2003)

Após este início diversos estudos foram encorpados ao método, análise de efeito de temperatura em sólidos, deslocamentos de vigas, de forma geral para aplicações estáticas. A substituição do meio contínuo por conjunto de elementos de dimensões finitas interligados por pontos nodais foi de forma intuitiva. Depois de diversas descobertas e associações de grandezas para formular o método, verificou-se que o MEF é um caso restrito do método de Rayleigh-Ritz. Este método baseia-se na condição de que a solução do problema elástico corresponde a condição de mínimo da energia potencial total. O conceito de energia elástica de deformação surgiu com Daniel Bernoulli (1700-1782) em 1738, mas era apresentada como função potencial (LOTTI et al, 2006).

O desenvolvimento moderno do Método dos Elementos Finitos começou em 1940 no campo da engenharia estrutural com McHenry, que usou uma estrutura de linha (uma dimensão) e elemento (barra) para a solução de tensão em sólidos contínuos. Com Melosh's, em 1963 o MEF começou a ser usado em aplicações não estruturais. Dos anos 1950s até o presente, grandes avanços têm sido feitos para aplicação do método na solução de complexos problemas de engenharia. Na biotecnologia o MEF ainda não é muito aplicado devido as dificuldade com materiais não lineares e a complexa geometria (LOGAN, 2007).

### ***2.1.3 Definição do Método de Elementos Finitos***

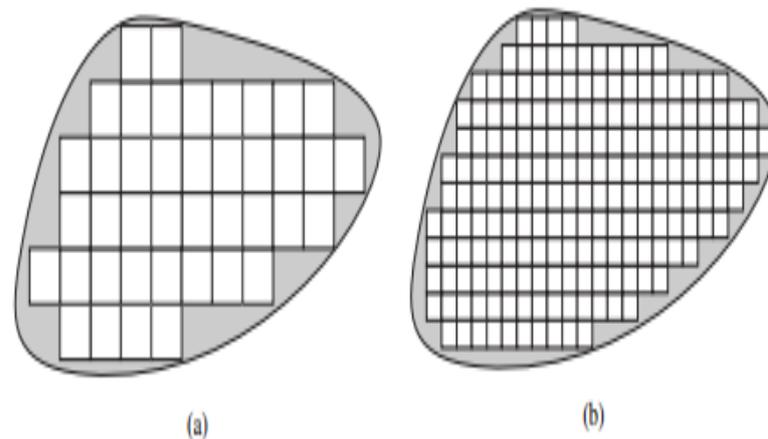
Segundo Pavanello (1997) uma descrição simples e completa da definição dos MEF se torna difícil e até mesmo inviável, devido à complexidade do tema. De forma geral o MEF foi criado para resolver problemas de mecânica que não admitem soluções analíticas.

O MEF também pode ser definido como um método matemático em que um meio contínuo é fragmentado em elementos que mantém as propriedades do meio originário. As Equações Diferenciais descrevem esses elementos, que são resolvidos por modelos matemáticos (LOTTI et al., 2006).

Este método é baseado na discretização dos domínios. Essa discretização é resultado de aproximações do tipo polinomial nodal em subdomínios (PAVANELLO, 1997).

De acordo com Hutton (2003) o processo de representar um domínio físico com elementos finitos é referido como malha e o conjunto resultante de elementos é conhecida como a malha de elementos finitos. Algumas geometrias dos elementos têm lados retos, mas o domínio possui elementos curvos tornando geralmente impossível incluir todo o domínio físico na malha. Tal situação é mostrada na Figura 4. Na figura se tem dois domínios um gradeado com elementos quadrados (malha muito grosseira) e outro domínio com muitos elementos menores e do mesmo tipo (malha mais refinada). A malha mais refinada inclui mais domínio físico e os limites deste estão mais próximos. Se a malha fosse não estruturada a proximidade da fronteira seria maior ainda.

**Figura 4 - Representação de um domínio gradeado (a) malha grossa (b) malha fina**



Fonte: Adaptado de Hutton (2003)

#### ***2.1.4 Caracterização dos Elementos Finitos***

O MEF é uma das ferramentas numéricas mais utilizadas que discretiza o contínuo domínio de integração em uma finita quantidade de partes, chamadas elementos.

Gokhale (2008) explica o processo de discretização aplicado aos objetos da vida real. Os corpos físicos são contínuos, ou seja não há um espaço físico entre quaisquer duas partículas consecutivas. Qualquer objeto é feito de pequenas partículas, e estas partículas são constituídas por átomos e assim em diante. Resolver problemas da vida real com materiais contínuos é muito

complexo. Assim os métodos numéricos simplificam os problemas do mundo real pela discretização, que em outras palavras significa descontinuação destes materiais.

Oliveira et al (2013) alegam que no método dos elementos finitos as equações diferenciais parciais são resolvidas pela substituição dos termos por expressões algébricas que envolvem a função incógnita. Quando realizado a aproximação numérica, a solução é encontrada por um número de pontos discretos com determinado erro proveniente da aproximação. Assim se o método convergir, a solução será próxima da solução exata. A malha destes nós e suas conexões são o domínio discretizado geometricamente.

Pelo método dos elementos finitos, a analogia de como é feita a discretização pode ser exemplificada considerando os nós como átomos e o espaço entre os nós é preenchido pela entidade chamada elemento. O computador calcula os deslocamentos sobre os nós e os resultados são interpolados para os elementos de malha (GOKHALE, 2008).

Gokhale (2008) afirma que os graus de liberdade se referem ao número mínimo de parâmetros necessários para definir a posição e o estado físico de qualquer entidade no espaço. Os elementos finitos possuem localizações devidos aos pontos. Estes pontos são chamados de nós e possuem valores nodais que são os graus de liberdade do elemento.

A malha é criada para aproximar a geometria ao modelo projetado. As malhas podem ser classificadas de acordo com os espaços dimensionais, ou seja, as malhas podem ser unidimensionais, bidimensionais ou tridimensionais. Em qualquer análise por elementos finitos a etapa de criação de malha é crucial, uma vez que a qualidade da malha influencia na convergência do resultado final. De acordo com Gokhale (2008) o método dos Elementos Finitos reduz os graus de liberdade do infinito para o finito com a inferência das malhas. A Figura 5 exibe um elemento em duas situações. Na primeira sem aplicação das malhas, o número de nós é infinito assim como o número de equações, enquanto que na segunda representação o número de nós é restrito e exato a 8 nós para um total de 48 equações.

Intuitivamente pode ser pensado que as malhas tridimensionais devem ser usadas em quase todas as simulações, porém o número de elementos e número de nos podem afetar o tempo de processamento da simulação, o que justifica o uso de elemento em duas dimensões ou até mesmo uma dimensão para algumas estruturas (GOKHALE, 2008).

**Figura 5 - Comparação de elementos (a) com malha (b) sem malha.**



Fonte: Adaptado de GOKHALE, 2008.

Os elementos de malha podem ser classificados de acordo com as dimensões no espaço. Assim temos elementos de uma dimensão (1D), duas dimensões (2D) e três dimensões (3D). A forma do elemento e o tipo do elemento são os itens mais importantes a serem considerados. Como exemplo para elementos de malha de duas dimensões, membranas ou finas camadas, a forma deste elementos são quadrados ou triângulos, enquanto que para elementos três dimensões, elementos sólidos, a forma das malhas são poli facetadas na forma tetragonal ou de pirâmides (GOKHALE, 2008).

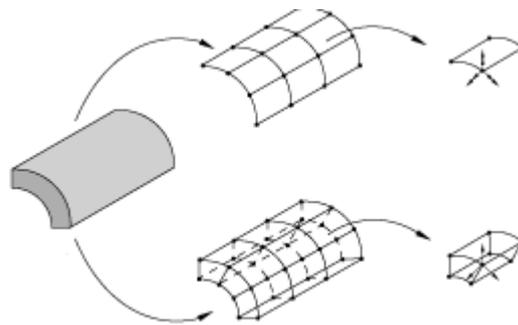
A modelagem pode ser realizada por equações diferenciais parciais, em que a solução tem uma grande distorção em pequenas regiões. Para minimizar o erro desta grande variação da solução, as malhas são refinadas. Porém este recurso de refinamento requer um processamento do computador maior. A alternativa para reduzir o uso do refinamento e ao mesmo tempo reduzir a quantidade dos erros, o refinamento dos elementos é feito apenas em pequenas regiões do objeto em estudo (OLIVEIRA et al., 2013)

Conforme Gokhale (2008) afirma, para análise não linear e análise de colisão é mais interessante fazer uso de elementos de blocos ou linhas de fluxo ao invés de elementos de tetraedro.

Cada elemento pode ser caracterizado pela família do elemento, graus de liberdade do elemento, número de nós, formulação e integração. As famílias dos elementos recebem nomações como elementos de membrana, elementos casca, elementos de sólidos e elementos rígidos entre outros. Os graus de liberdade de análise de tensão são as translações de cada nó, enquanto que para uma análise de transferência de calor a temperatura de cada nó são os graus de liberdade deste elemento (SIMULIA DS, 2016)

Elementos casca são usados para modelar estruturas em que uma dimensão, a espessura, é significativamente menor que as outras dimensões. Convencionalmente elementos casca usam essa condição para discretizar o corpo pela definição da geometria em referência a uma superfície. Os graus de liberdade deste tipo de elemento são deslocamento e rotação. Os elementos casca podem discretizar um corpo em 3 dimensões, em que a espessura é determinada pela geometria do elemento nodal, neste caso é chamado elemento casca contínua. A figura 6 exhibe os dois tipos de elementos de casca (SIMULIA DS, 2016).

**Figura 6 - Comparação de elementos casca convencional e contínua.**



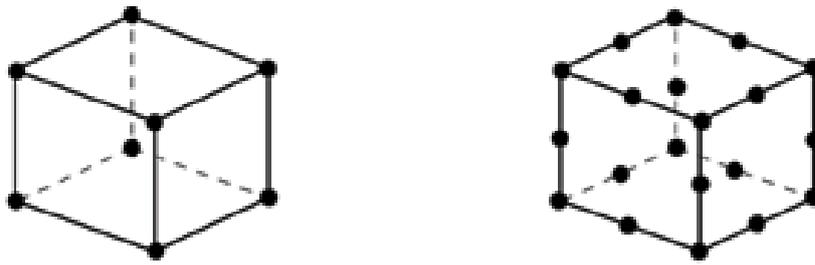
Fonte: Adaptado Simulia DS, 2016

De acordo com Simulia DS (2016) os elementos sólidos são os elementos padrão para representar corpos de volume. Estes elementos podem ser constituídos de um único material homogêneo ou representados por diferentes materiais para análise como o caso de materiais compósitos.

Os elementos rígidos são um *links* de um nó para múltiplos outros nós, onde o deslocamento deste nó é governado pelo deslocamento de um único nó. Estes podem ser usados para definir a superfície de corpos rígidos para contato, ou podem ser partes restritas de um modelo. Um corpo rígido é uma idealização de um sólido que não sofre deformação.

O deslocamento, rotação, temperatura e outros graus de liberdade são calculados apenas nos nós do elemento. Em qualquer outro ponto do elemento, os deslocamentos são obtidos pela interpolação dos deslocamentos dos nós. Normalmente uma ordem de interpolação é determinada pelo número de nós usados no elemento. A figura 7 ilustra elementos de primeira e segunda ordens (SIMULIA DS, 2016).

**Figura 7 - Elementos de primeira e segunda ordem.**



Fonte: Adaptado de SIMULIA DS, 2016

Elementos compostos por nós apenas nos vértices, como ilustrado na figura anterior, são elementos que usam interpolação linear em cada direção e são normalmente chamados de elementos de primeira ordem. Enquanto que os elementos de segunda ordem, com o acréscimo de nós no centro da aresta, usam interpolação quadrática (SIMULIA DS, 2016).

## 2.2 Modelagem dos Elementos Finitos

A modelagem dos Elementos Finitos tem uma grande variedade de aplicações desde simples carregamento estático até complexas simulações de deformações não lineares.

Análise dos Elementos Finitos (FEA) não é apenas uma ferramenta de análise, nas últimas décadas passou a fazer parte dos projetos de engenharia. Diversos softwares CAD incorporaram as ferramentas FEA para qualificar os projetos. Entretanto, estas aplicações FEA se resumiram a análise linear. Uma vez que estas análises provêm uma aproximação aceitável para as características do mundo real para a maioria dos problemas em engenharia. No entanto para questões mais complexas é necessário uma abordagem não linear.

Em qualquer simulação por este método é importante primeiro determinar qual sistema de análise será usado para em seguida construir o modelo. Até mesmo para condições de contorno e carregamentos semelhantes é provável os resultados divergirem uma vez o sistema de análise é diferente.

### ***2.2.1 Análise Estática e Dinâmica***

Quando cargas são aplicadas a um corpo, este corpo sofre deformação. O efeito da carga é transmitido através do corpo. Este efeito induz as forças internas reagirem e colocar o corpo em estado de equilíbrio. A diferença entre Análise Estática e Dinâmica é a forma que estas forças são balanceadas no sistema (SIMULIA, 2015).

Segundo Story (2014) as análises estáticas assumem que as cargas são constantes ou aplicadas muito lentamente, considerando a velocidade e a aceleração de cada elemento do modelo nula. Para qualquer análise em que se verifica a dependência do tempo é necessário ser feito uma análise dinâmica.

Análise de vibração ou análise de impacto são exemplos de uma análise dinâmica. Nas análises dinâmicas a inércia e as forças de amortecimento não são negligenciadas.

### ***2.2.2 Análise Linear e Não Linear***

O modelo de material é considerado a representação matemática do comportamento deste material. Para definição da análise (linear ou não linear) é essencial saber a resposta do material durante uma solicitação mecânica.

Aos modelos lineares não pode haver contatos, plasticidade do material e também não pode ocorrer grandes deformações. A deslocamento em um modelo linear é pequeno o suficiente para poder ignorar a mudança na matriz de rigidez. A análise linear é adequada para materiais que se mantêm na região elástica, pois neste caso apenas o módulo de elasticidade e o coeficiente de Poisson são suficientes para o modelo de material isotrópico (as propriedades mecânicas do material são as mesmas em todas as direções). Por outro lado para uma resposta de maior precisão do material é necessário a análise não linear, uma vez que é observado o comportamento do material após o limite de escoamento (STORY, 2014).

Alguns materiais demonstram o comportamento de acordo com a Lei de Hook apenas para pequenas deformações. Esta é a condição para o material comportar-se linearmente. Para Story (2014) uma análise não linear é capaz de explicar a deformação plástica de um modelo, sendo

que, a maioria dos problemas reais são não lineares, ou seja, os modelos lineares são usados apenas para prever uma resposta aproximada do material.

### ***2.2.3 Método implícito e método explícito***

De acordo com Story (2014) existem dois métodos possíveis para integrar um modelo em elementos finitos, sendo eles implícito ou explícito. A diferença entre estes é o processo de solução da integração. O método implícito de integração exige o padrão Newton-Raphson onde o valor da matriz de rigidez é obtido por múltiplas iterações até o resultado convergir. Enquanto que no método explícito pode resolver sem iteração.

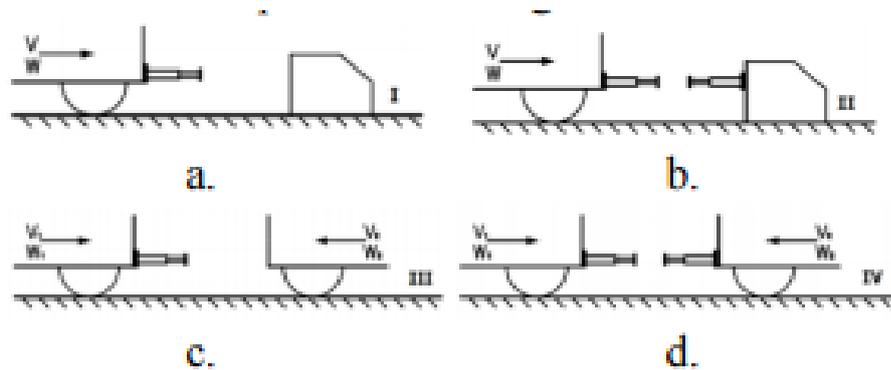
Uma análise implícita de MEF é semelhante a uma análise explícita com o adicional de que após cada incremento na análise são feitas iterações Newton-Raphson para aplicar equilíbrio das forças internas da estrutura com carregamento externos aplicados (FELIPPA, 2016).

De acordo com Felippa (2016) análise implícita tende a ter maior precisão e pode usar maiores etapas de incremento, além de poder resolver problemas como cargas cíclicas em melhor forma. Uma observação importante é que este método, durante as iterações Newton-Raphson, deve atualizar e refazer a matriz de rigidez para cada iteração.

## **2.3 Modelagem do Impacto**

Micu et al (2012) afirmam que o impacto de um veículo pode ser definido em quatro casos: colisão frontal do veículo em movimento contra um obstáculo rígido parado (Figura 8-a); colisão frontal do veículo contra um obstáculo absorvedor parado (Figura 8-b); colisão frontal do veículo em movimento contra um obstáculo rígido em movimento (Figura 8-c); colisão frontal do veículo contra um obstáculo absorvedor em movimento (Figura 8-d).

**Figura 8 – Tipos de colisão veicular mais comuns.**



Fonte: Adaptado de MICU et al, 2012.

Esta situação de impacto consiste na colisão entre dois corpos, pois o intuito do atenuador é amortecer o impacto de eventual colisão frontal do veículo contra uma barreira.

Para efeitos de cálculo, pode-se obter estimativas de ordem de grandeza de alguns parâmetros importantes na colisão.

De acordo com Fitzpatrick (2011), a segunda lei do movimento de Newton afirma que se um objeto está sujeito a uma força externa,  $f$ , então a sua equação de movimento é dada pela equação:

$$\frac{d_p}{d_t} = m \frac{d_v}{d_t} \quad (3)$$

onde a quantidade de movimento,  $P$ , é o produto da massa do objeto,  $m$ , e a sua velocidade,  $v$ . Se a massa,  $m$ , não é uma função do tempo, então a expressão acima reduz a equação para:

$$\sum F_{ext} = \frac{d_p}{d_t} = m \frac{d_v}{d_t} = m \cdot \vec{a} \quad (4)$$

Esta equação é válida apenas em um referencial inercial. Assim a massa inercial de um objeto mede a sua relutância em se desviar de seu estado inicial de movimento uniforme em uma linha reta. Tomando o produto escalar da Equação (3) com a velocidade,  $v$ , obtemos

$$v \times m \times \frac{d_v}{d_t} = \frac{m}{2} \times v \times v = F \cdot v \quad (5)$$

Que pode ser escrito por:

$$\frac{d_K}{d_t} = F \times v \quad (6)$$

Onde

$$K = \frac{1}{2} m \times v^2 \quad (7)$$

K representa a energia cinética.

Considerando o veículo como um objeto de massa pontual, a equação de força para o veículo é dada pela segunda lei de Newton. Assim as equações para força máxima e força média, consideram respectivamente a aceleração máxima e aceleração média.

Fitzpatrick (2011) afirma que a velocidade é definida como a variação da posição. Enquanto a aceleração é definida similarmente como a variação da velocidade. Se  $v(t)$  é definido como a velocidade de uma partícula no tempo  $t$ , então a aceleração desta mesma partícula é definida como:

$$a = \frac{d_v}{d_t} \quad (8)$$

A equação de movimento de Torricelli, é uma equação para determinar a velocidade final de um objeto movimentando com aceleração constante quando não se sabe o intervalo de tempo. Assim temos como a equação de Torricelli:

$$v^2(t)_f = v^2(t)_i + 2 \times a \times \Delta y(t) \frac{\Delta y}{\Delta x} \frac{dy}{dx} \quad (9)$$

Por meio destas equações acima é possível inferir sobre o deslocamento máximo do veículo, além de determinar quanto do protótipo será deformado. Quando a velocidade final é nula, ou seja, o veículo parar a posição em que o veículo estiver será o deslocamento máximo (PEREIRA, 2013).

### 2.3.1 Equações do Movimento

A premissa básica da modelagem por elementos finitos consiste na divisão de uma única parte em várias pequenas partes, ou seções, e então realizar o cálculo de balanceamento de carga de cada seção. As equações geradas a partir de cada seção, equações locais, são combinadas para formar a equação “global” considerando a massa, amortecimento e a matriz de rigidez. (STORY, 2014).

A equação (1) mostra as matrizes globais com os vetores de deslocamento ( $u$ ), velocidade ( $\dot{u}$ ), aceleração ( $\ddot{u}$ ) e força ( $f$ ).

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [k]\{u\} = f\{t\} \quad (10)$$

A matriz de rigidez é constituída pelos coeficientes de cada equação de equilíbrio provenientes da geometria do modelo analisado. A rigidez relaciona os deslocamentos nodais as forças aplicadas.

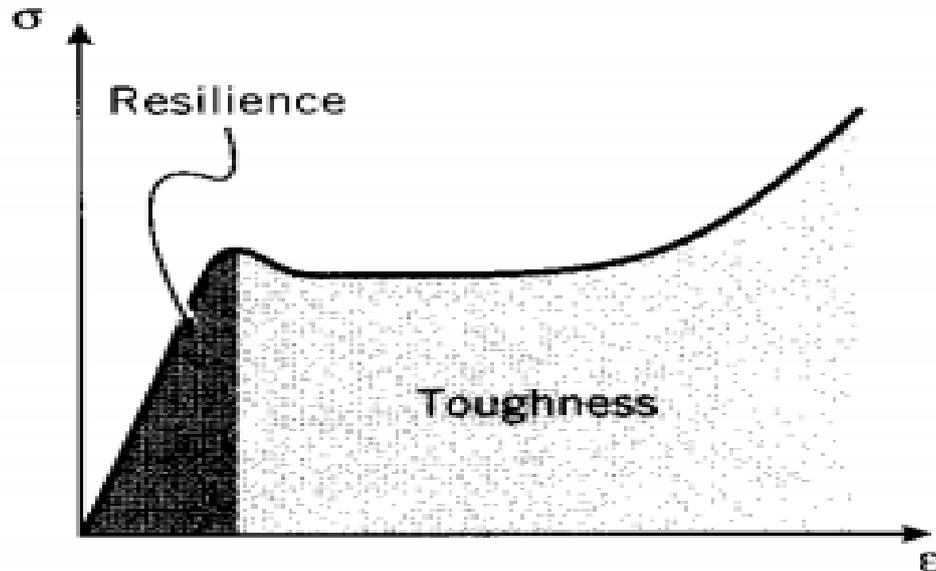
### 2.3.2 Absorção de Energia

Conforme mostra Hou (2013) a área sobre uma curva força-deslocamento equivale a energia total absorvida(EA), assim como na equação seguinte:

$$EA(d) = \int_0^d F(d)dx \quad (11)$$

De acordo com Roylance (1996), a área sob uma curva tensão-deformação para determinado valor de tensão corresponde a energia mecânica total. A área deste gráfico até o limite de proporcionalidade e denominada de módulo de resiliência. Segundo Callister (2002) o modulo de resiliência corresponde a energia de deformação por unidade de volume. Este termo faz alusão ao princípio em que o material não é afetado pela tensão aplicada, uma vez que esteja em seu limite elástico. Quando a tensão excede o limite de escoamento, a área sob a curva tensão-deformação corresponde ao modulo de tenacidade do material. A figura 6 representa estes dois módulos.

**Figura 9 - Modulo de Resiliência e Modulo de Tenacidade**



Fonte: Adaptado de Royland, 2001.

#### 2.4 Materiais para Absorção de Impacto

Nesta seção será exposto alguns materiais com potencial elevado de aplicação para o atenuador de impacto. Esta introdução dos possíveis materiais a serem usados não faz uma comparação entre os mesmos, pois não é objetivo deste trabalho a simulação destes materiais.

Os materiais de engenharia mais comuns exibem o comportamento linear até o limite de proporcionalidade. A teoria da elasticidade linear é válida para modelagem de materiais que sofrem pequenas deformações, que não são permanentes. Com os metais, a deformação permanente ocorre normalmente no momento em que a tensão atinge um valor crítico, chamado tensão de escoamento. De acordo com Callister (2002) o limite de escoamento é o ponto onde começa a deformação plástica, que são deformações irreversíveis. Estas deformações envolvem a dissipação de energia. A relação tensão-deformação no regime plástico exibe um comportamento não linear.

Na região elástica a relação de tensão ( $\sigma$ ) e deformação ( $\epsilon$ ) são relacionadas pela equação:

$$\sigma = E \cdot \epsilon \quad (12)$$

Onde E representa o módulo de Young. Segundo Callister (2002) para alguns materiais, a exemplo concreto e determinados polímeros, a porção elástica da curva tensão-deformação é

não linear, tornando impossível determinar o módulo de elasticidade. Para este comportamento normalmente é usado o módulo tangente. O módulo tangente ( $K$ ) é a inclinação da curva tensão-deformação na região plástica. Para qualquer instante da deformação, o aumento da tensão ( $d\sigma$ ) é relacionado ao incremento da deformação ( $d\varepsilon$ ) pela equação:

$$d\sigma = K \cdot d\varepsilon \quad (13)$$

Para o material do atenuador de impacto é desejável a menor massa possível e maior capacidade de absorção possível, para minimizar os danos, garantindo assim maior segurança ao piloto. O material precisa ser leve, resistente e rígido, assim sua estrutura deve ser muito eficiente. Nesta seção será abordada uma introdução aos materiais celulares, conhecidos como colmeias, sendo eles naturais, metálicos e poliméricos, além do *crashbox* e *honeycomb* metálico.

Quando ocorre uma colisão, é estudado o comportamento estrutural do veículo, revelando-se um importante parâmetro conhecido como *crashworthiness*. Este parâmetro pode ser aplicado para um componente específico do veículo.

O conceito de *crashworthiness* consiste na capacidade de um componente absorver energia resultante de uma colisão, o componente pode ser entendido desde um material ou até mesmo produto acabado como um carro. Este conceito remete-se a uma propriedade, ou seja um absorvedor de energia que é capaz ainda de controlar a colisão e dependendo da aplicação proteger outros componentes. Este conceito é fortemente ligado aos veículos, assim um veículo, assim a estrutura do veículo é o principal absorver de energia do mesmo em casos de colisão (SANCHEZ, 2016).

#### ***2.4.1 Materiais Celulares***

Segundo Cardoso e Oliveira (2010) os materiais celulares têm se mostrado promissores na aplicação na indústria automobilística, pois estes apresentam redução de emissão acústica, e principalmente redução de volume. Como principais materiais celulares existem as espumas poliméricas, espumas metálicas e espumas naturais.

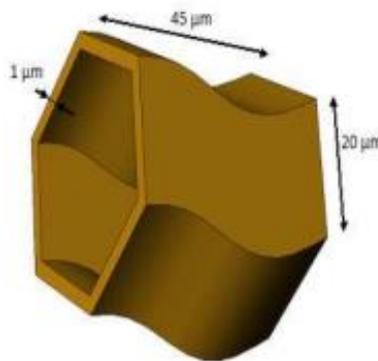
Estes materiais podem ser divididos em duas classificações: célula aberta ou célula fechada. Em termos estruturais materiais de célula fechada a fase fluida está envolvida por faces sólidas

não existindo comunicação entre as células. Nos materiais de célula aberta, as faces não existem e o fluido circula pela fase sólida, essa se distribui nas arestas de contato entre as células.

Antes da produção e comercialização de espumas sintéticas. A indústria já fazia uso de espumas naturais. Como exemplos mais comuns a madeira, cortiça, osso e esponjas naturais. A cortiça é um material produzido por um sobreiro. O revestimento externo do tronco e dos ramos do sobreiro constituem a cortiça. Ela se caracteriza como um material natural celular. Tem diversas aplicações, se dando como mais relevantes as rolhas, isolantes térmicos e acústicos, juntas de motores de explosão e queima para produção de energia. (SANTOS, 2008).

Segundo Santos (2008), a representação simplista da anisotropia da estrutura da cortiça é semelhante a apresentada na Figura 9. As células de cortiça são parecidas com prismas empilhados em colunas, em média estes prismas são hexagonais, cujo eixo tem a direção radial.

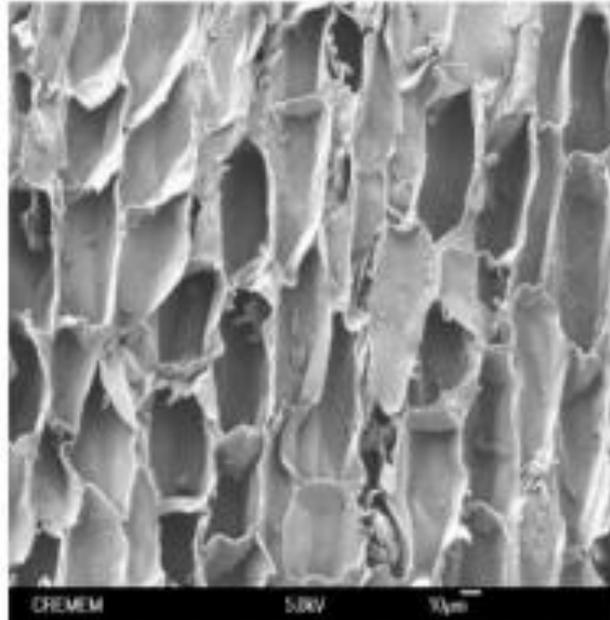
**Figura 9 - Representação esquemática de uma célula de cortiça**



Fonte: Adaptado de Santos, 2008.

Uma descrição da estrutura da cortiça (Figura 10), é uma estrutura composta por células alongadas em camadas e uma estrutura relativamente isotrópica composta por células aproximadamente hexagonais.

**Figura 10 - Estrutura celular da cortiça**

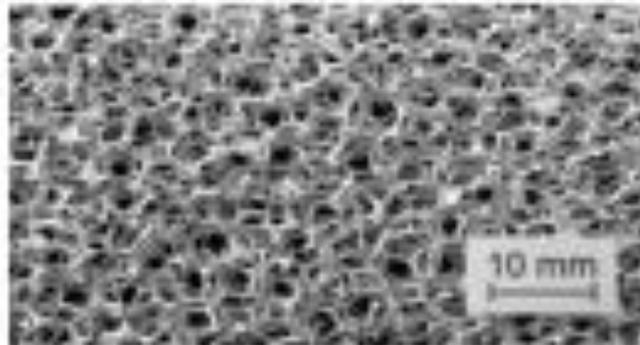


Fonte: Adaptado de Cardoso e Oliveira, 2010.

Espumas metálicas tem evoluído bastante e sua aplicação na indústria aeronáutica e automobilística tem crescido bastante. O mais comum de encontrar são espumas de Alumínio (Figura 11) devido à combinação de propriedades.

De acordo com Cardoso e Oliveira (2010) as espumas metálicas têm propriedades como peso reduzido, alta absorção de energia e isolante térmico e acústico. Espumas metálicas têm potencial de superar espumas convencionais devido maior resistência. Uma vantagem do uso destas espumas é no caso de alguma colisão, elas são facilmente removidas e substituídas. Para o atenuador de impacto é uma característica relevante. Em nível estético as espumas de alumínio se destacam, sendo usadas inclusive na Construção Civil para revestimento e aplicação em fachada, painéis internos.

**Figura 11 - Espuma de Alumínio**



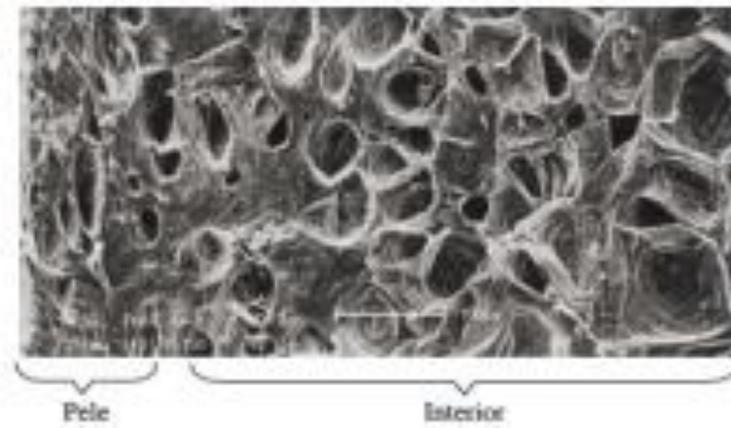
Fonte: Adaptado de Cardoso, 2010.

Segundo Pereira (2013) a espuma de alumínio tem curva de tensão-deformação similar ao formato de *honeycomb*, com o longo trecho de tensão permanente. Além desta característica de absorção de energia, as espumas têm boa resistência. O custo de fabricação também é menor.

As espumas poliméricas (Figura 12) têm ganhado bastante espaço no mercado. Elas apresentam boas propriedades mecânicas considerando o baixo custo. A baixa densidade é uma característica de materiais celulares e estes apresentam densidade até 30% da densidade do sólido. Estas espumas são constituídas por uma fase sólida de uma matriz polimérica e por uma fase gasosa derivada de um agente de expansão. No caso da espuma de Poliuretano, o gás que o expande é CO<sub>2</sub> libera na sua reação de polimerização.

Segundo Zhang (1998) as espumas poliméricas têm o uso obrigatório no interior de veículos para proteção dos ocupantes. Equipes de Fórmula SAE inicialmente usava Poliestireno expandido para construção do atenuador. Mas nenhum estudo era aplicado para a construção destes.

**Figura 12 – Micrografia de espuma de EVA**



Fonte : Adaptado de Azevedo, 2010.

De acordo com Pereira (2013) as espumas poliméricas têm grande aplicação em embalagens de eletrônicos. Enquanto as espumas metálicas ainda não têm força no mercado, por ser um produto mais novo, as espumas poliméricas já têm uma grande aceitação e extensa uso na indústria. Para a absorção de impacto, é possível encontrar algumas classes de espuma com curvas de tensão deformação com longos trechos de deformação constante. É o caso da espuma Impaxx, produto patenteado e reconhecido no ramo automobilístico para a fabricação de itens de segurança contra o impacto. Outro diferencial deste produto, segundo o fabricante é flexibilidade e customização, uma vez que é obter a espuma estudada na geometria final da peça desejada. Existem outras classes de espuma para estruturas sanduíches como o caso do Divinycell H, que é uma espuma de PVC com densidades variadas.

#### ***2.4.2 Honeycomb Metálico***

Segundo Pereira (2013) as estruturas de colmeia, ou conhecidas como *honeycomb* (Figura 13) são materiais modernos utilizados na indústria aeronáutica e automobilística. Estes se tornam requisitados quando é necessário alto nível de exigência. Normalmente as estruturas são aplicadas para construções sanduíche, são utilizadas como núcleo em conjunto com materiais outros materiais compósitos, assim como em aplicações de absorção de impacto.

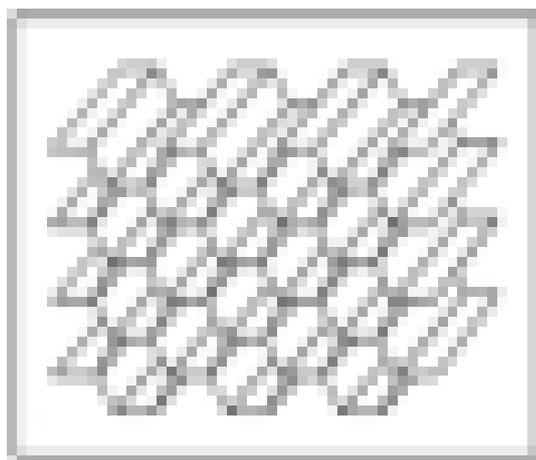
**Figura 13 – Honeycomb de Alumínio**



Fonte : Adaptado de Plascore, 2013.

Os painéis de *honeycomb* são obtidos por placas de alumínio conformadas. A união destas placas dá forma ao *honeycomb*. A Figura 14 evidencia a configuração. Configuração que é semelhante a colmeia (favo de mel) de abelhas. O tamanho da célula, espessura são variáveis que atendem o mercado (PEREIRA, 2013).

**Figura 14 – Configuração Honeycomb de Alumínio**



Fonte: Adaptado de Hexcel, 2012.

De acordo com Pereira (2013) o grande diferencial do *honeycomb* é o seu comportamento durante uma deformação. A curva tensão-deformação tem um formato linear durante a segunda fase de deformação. Durante a compressão o mecanismo de estruturas neste formato se

caracteriza por três fases: Deformação linear elástica; esmagamento das camadas e tensão e compressão total do material. Ainda segundo o autor, na segunda fase ocorre a flambagem da estrutura por camadas, sendo a tensão de compressão constante. Na última fase citada acima, a tensão de compressão cresce novamente à medida que aumenta a deformação. Esta capacidade de manter a tensão durante uma fase de deformação é a característica mais interessante deste *honeycomb* para aplicações como absorvedor de impacto.

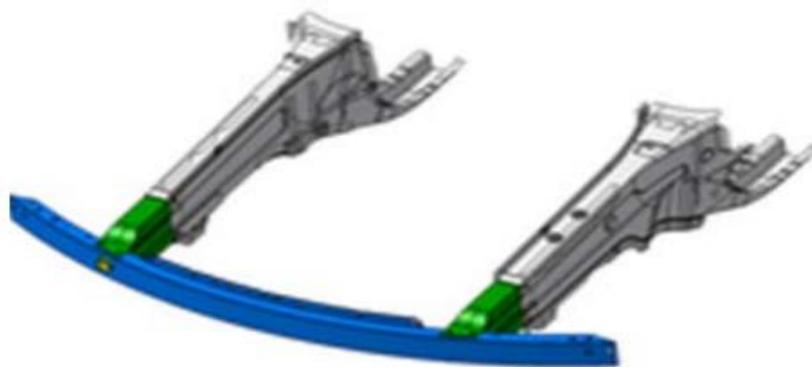
### **2.4.3 Crashbox Metálico**

De acordo com Pereira (2013) o *crashbox* (Figura 15) é um absorvedor metálico que é fabricado em aço ou alumínio. Este componente é instalado junto com a travessa do veículo.

*Crashbox* é uma das mais importantes peças para absorção de energia em colisões. No caso de colisão frontal do carro, o *crashbox* é o primeiro componente a ser deformado absorvendo energia da colisão minimizando os danos aos outros componentes e principalmente os danos aos passageiros (NAKAZAWA, et al., 2005).

O *crashbox* é um sistema de absorção de impacto baseado na deformação plástica do material. Um exemplo deste componente em uso comercial é o carro Mercedes Benz Class C representado na figura abaixo.

**Figura 15 - Crashbox (verde) de um carro comercial**



Fonte: Nakazawa, et al., 2005.

### 3 MATERIAIS E MÉTODOS

#### 3.1 Seleção de Materiais

Os materiais escolhidos para os dois componentes (material da chapa antiintrusão e atenuador) provém da biblioteca de materiais do ANSYS. Para o atenuador de impacto foi escolhido o Alumínio NL. A escolha para o material da chapa antiintrusão se faz pelo Aço Estrutural (nomenclatura do próprio software). As propriedades destes materiais estão representadas na Tabela 3.

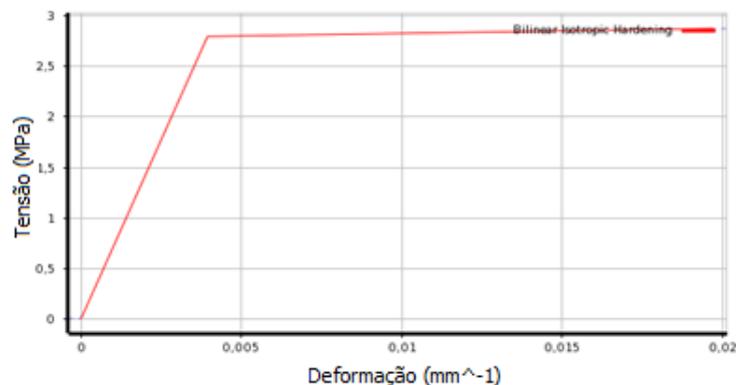
**Tabela 3 – Propriedades dos materiais selecionados**

Propriedades Mecânicas	Alumínio NL	Aço Estrutural
Tensão de Escoamento (MPa)	280	250
Módulo de Elasticidade (N/m <sup>2</sup> )	71x10 <sup>9</sup>	200x10 <sup>9</sup>
Densidade (kg/m <sup>3</sup> )	2770	7850
Coeficiente de Poisson	0,33	0,3
Módulo Tangente de Encruamento (MPa)	500	145-

Fonte: Elaborada pelo autor, 2016.

Conforme mostrado na tabela para o material Alumínio NL, material que apresenta comportamento Bilinear (Figura 13), é necessário dois valores que caracterizam este comportamento: tensão de escoamento e módulo da tangente de encruamento.

**Figura 16 – Gráfico Tensão Deformação do Alumínio NL**



Fonte: Adaptado Ansys, 2016.

## 3.2 Método de Modelagem

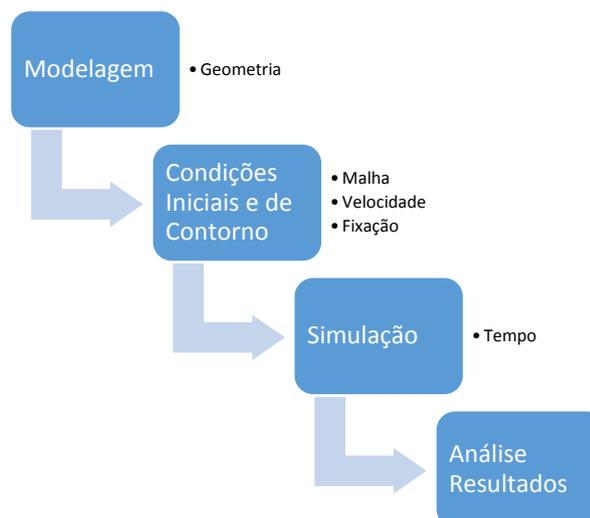
### 3.2.1 Descrição Geral da simulação

O trabalho foi realizado seguindo a metodologia conforme a Figura 17, no qual foram definidos os passos para a configuração da simulação de impacto. Os passos seguem os critérios que o próprio software de simulação solicita para entrada dos dados. O software utilizado foi o ANSYS Academic 17, uma versão com limitação estudantil, concedida no próprio site da empresa.

De uma forma geral, a metodologia consiste em importar a geometria, caracterizar esta geometria com a atribuição do material, definir os modos de contato atribuindo aos respectivos componentes, gera a malha para todos os componentes e configurar a análise, as condições de contorno. A configuração da análise se base em definir fixação dos componentes, velocidade inicial do componente além de tempo de simulação.

É importante ressaltar que independente das condições que são solicitadas para o cenário da simulação (alta ou baixa velocidade, componente rígido ou flexível, deformação prévia entre outras condições) o software requer este sequenciamento de criação para cenários de simulação dinâmica explícita.

**Figura 17 – Metodologia para criar o Modelo.**



Fonte: Elaborado pelo autor

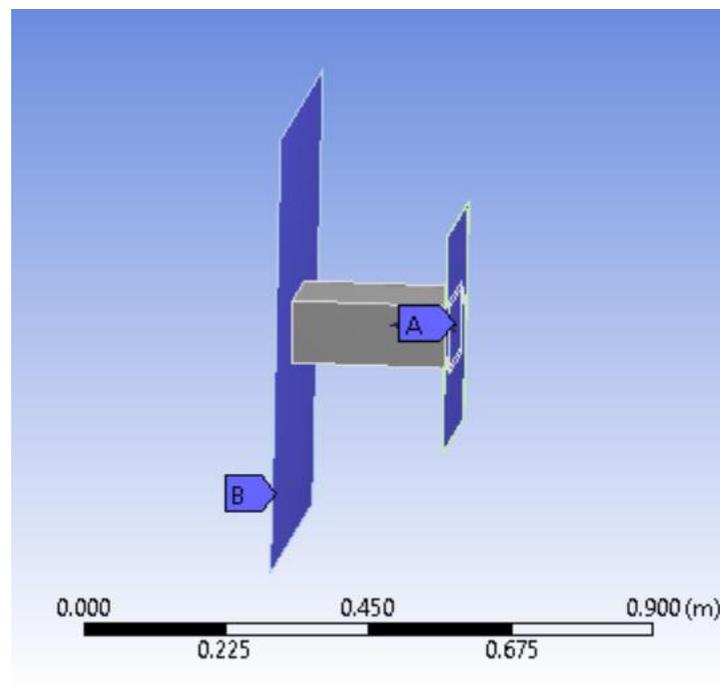
### 3.2.2 Considerações Iniciais

A situação é hipotética para esta análise, considera que o protótipo A situação é hipotética na qual um carro, de massa total equivalente a 300 kg, viaja a 7m/s e sofre um colisão frontal movimenta-se a uma velocidade de 7 m/s (solicitação do regulamento), na qual um carro, de massa total equivalente a 300 kg, viaja a 7m/s e sofre um colisão frontal.

Porém devido a solicitação de recursos de processamento seria inviável processar a simulação por MEF considerando a chapa antiinrusão como elemento flexível. Dessa forma a chapa antiinrusão passou a ser representada como elemento rígido e 300kg de massa. O vetor velocidade é alocado em uma face qualquer da chapa antiinrusão.

Na Figura 18, é possível visualizar o esquemático da simulação, com destaque para a marcação “A” que representa o vetor velocidade, este vetor se desloca no eixo Z no sentido de encontro a parede que está fixada (marcação “B”) e não pode sofrer deslocamento em nenhum sentido das direções.

**Figura 18 – Vista esquemática da simulação**

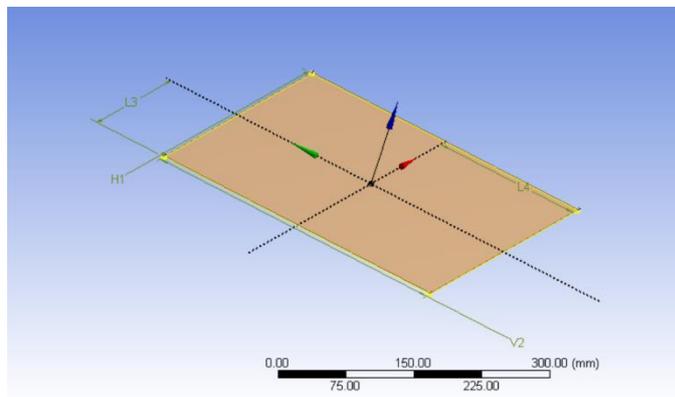


Fonte: Elaborada pelo autor.

### 3.2.3 Modelagem

A geometria dos componentes foram modelados no Solidworks e no DesignModeler (ferramenta de CAD do próprio ANSYS). Foram modelados 3 componentes, sendo eles: a parede rígida, a chapa antiintrusão e o atenuador propriamente dito. A parede rígida (Figura 19) é apenas a representação de uma barreira, ou estrutura que não sofra deformação e sirva de anteparo para a colisão do atenuador. A espessura da parede são 2mm, com comprimento e largura de 700mm.

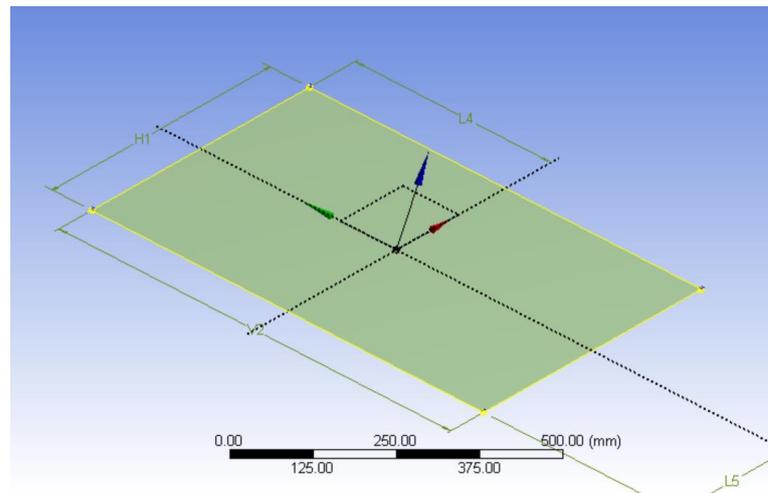
**Figura 19 – Vista da Parede Rígida**



Fonte: Elaborado pelo autor.

A chapa antiintrusão (Figura 20) representa uma chapa de aço que serve para fixação do atenuador além de ser o anteparo que protege o piloto durante a colisão. Nesta análise a chapa antiintrusão também foi considerada um elementos rígido, pois o objetivo é analisar a capacidade de absorção de energia do atenuador. Assim a chapa foi modelada nas medidas do *front bulkhead* do chassi do protótipo do ano de 2015.

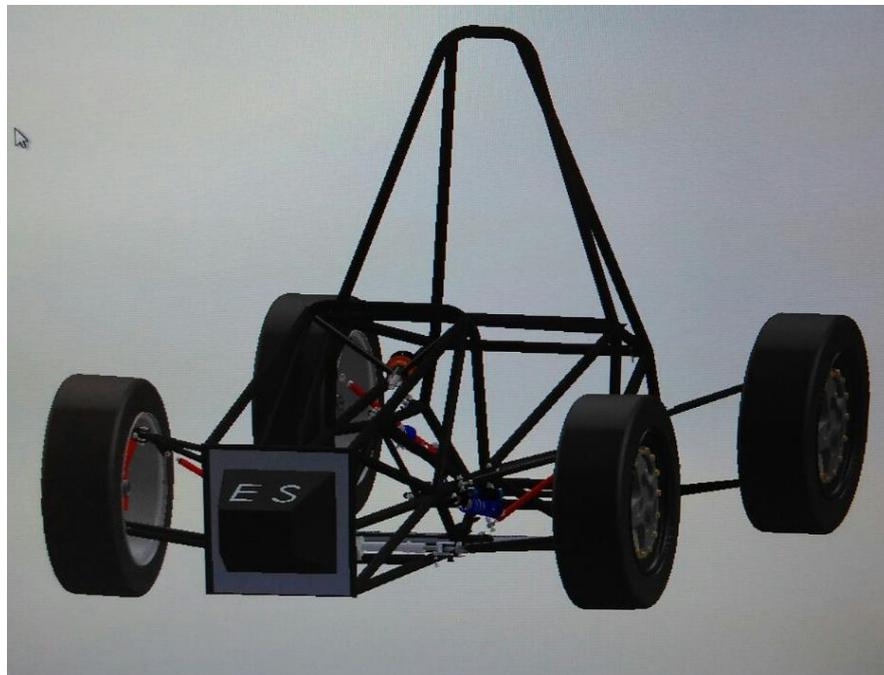
**Figura 1 – Vista da Chapa Antiinrusão**



Fonte: Foto própria, 2016.

O chassi esta pode ser visto na figura 21. As medidas do *front bulkhead*, esboço de um quadrado de lado 0,35m. Por fim o esboço foi extrudado, em 0,002m para representar a chapa de aço antiinrusão usada pela equipe.

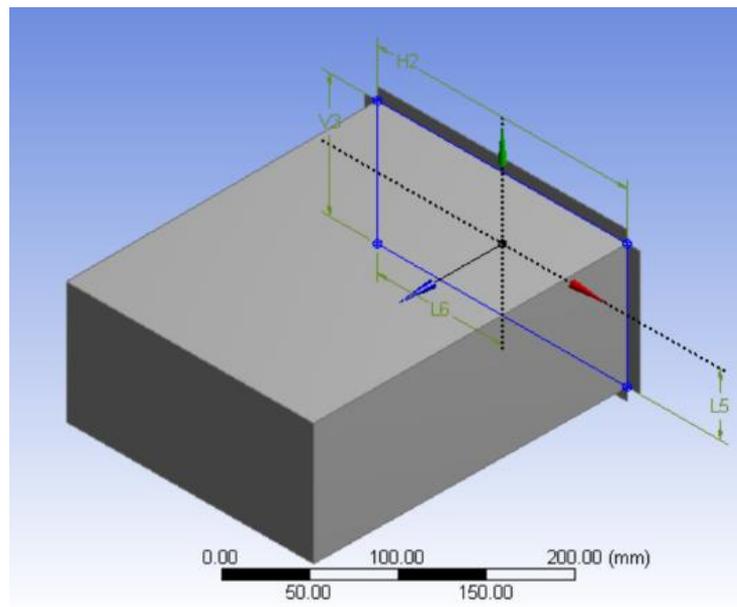
**Figura 21 – Vista do Chassi**



Fonte: Foto própria, 2016.

O atenuador (Figura 22) tem comprimento de 250 mm; altura de 100mm e largura de 200 mm. Esta peça foi modelada da seguinte forma: o esboço retangular desenhado foi extrudado na medida do comprimento da peça. Em seguida este extrudado foi transformado em um componente de casca, para posteriormente ser referenciado como elemento de superfície. A espessura da superfície do atenuador é de 0,002m. O atenuador é uma espécie de caixa metálica com a tampa inferior removida, uma vez que é necessário fixa-lo na chapa antiintrusão.

**Figura 22 – Representação do Atenuador de Impacto**



Fonte: Foto própria, 2016.

Na tabela 4 são apresentadas massa e volume dos componentes desta simulação.

**Tabela 4 – Massa e Volume dos componentes da simulação**

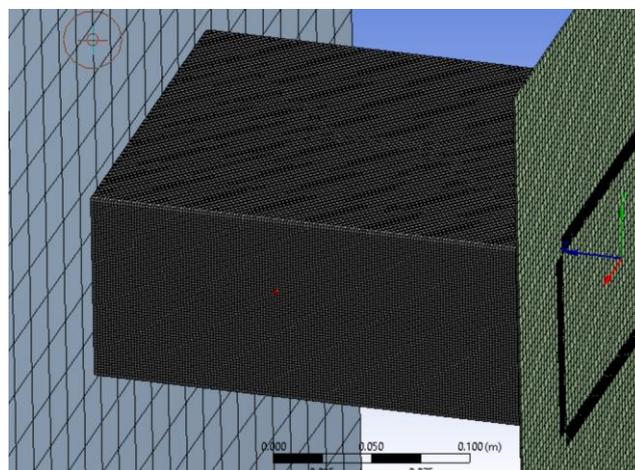
Componentes	Volume (m <sup>3</sup> )	Massa (kg)
Atenuador	$7.19 \times 10^{-005}$	0,73
Chapa Antiintrusão	$9 \times 10^{-005}$	300,13
Parede Rígida	$6.48 \times 10^{-004}$	5

Fonte: Elaborada pelo autor, 2016.

### 3.2.4 Condições Iniciais e de Contorno

No modelo foi gerado uma malha de elementos *Quad* e *Tri* que representam triângulos e quadrados de primeira ordem. O tamanho das malhas são: parede e placa antiintrusão: 5mm da chapa e do parede. Enquanto que para o atenuador a malha selecionada foi de tamanho 1,5 mm. O modelo em conjunto (Figura 23), atenuador, placa antiintrusão e parede rígida foram discretizados em um total de 88988 nós e 83534 elementos. Vale ressaltar que tamanho do elemento foi a única configuração diferente do padrão do software, apesar do próprio software definir quais as regiões de refinamento.

**Figura 23 – Representação da malha**



Fonte: Elaborado pelo autor, 2016.

A modelagem de contatos é outro fator de alta complexidade em simulações de colisão, uma vez que é difícil conhecer todos os possíveis contatos entre os componentes em estudo. O software é capaz de reconhecer elementos muito próximos e sugerir determinados tipos de contato. Porém depende da aproximação destes. Nesta simulação apenas um contato foi considerado. Os componentes Atenuador e Placa Antiintrusão estão contatos pela função *Bonded* que representa a união de regiões de cada componente, ou seja uma face do atenuador é unida a uma face da placa antiintrusão representando a fixação entre estes elementos.

As interações entre os corpos foram consideradas sem atrito entre todos os três corpos em estudo. Enquanto que novamente o atenuador foi “conectado” a placa antiintrusão pelo modo *BodyInteraction* em o corpos são definidos pelas interações entre eles.

Além dessas condição de contorno, foi definida a velocidade inicial da placa, para isso foi levado em consideração que a placa tem aproximadamente 300 kg e que na eminencia do contato com a parede o conjunto atenuador-placa-antiintrusão tem uma velocidade de 7m/s, com isso a energia cinética desse conjunto antes da colisão é:

$$E_c = \frac{1}{2} \times m \times v^2$$

$$E_c = 7350 J$$

Foi considerado que a placa antiintrusão e a parede são corpos rígidos, corpos tais que não sofrem deformação. Além desta, a parede também foi fixada em relação a todos os eixos

### ***3.2.5 Processamento da Simulação (Solver)***

O software, como dito anteriormente, sugere muitos parâmetros automaticamente, fica a critério do usuário a modificação deste parâmetros. A simulação foi executada na condição de “Program Controlled” que é o modo automático do software para análise explícita. Devido as condições de contorno inseridas, o software é capaz de auto moldar. O tempo de análise considerado foi equivalente a 0,22s. Na máquina em que o teste foi executado, esta simulação durou equivalente a 12 horas de processamento.

## 4 RESULTADOS

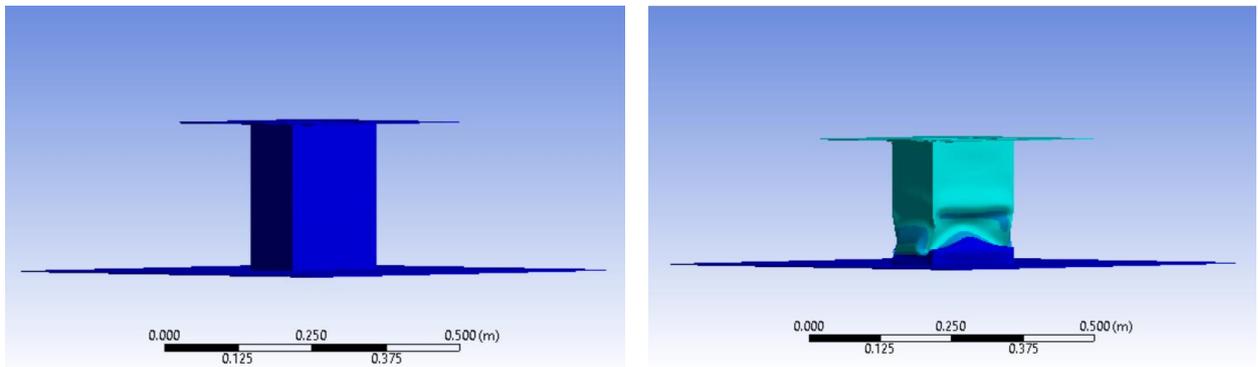
### 4.1 Considerações Iniciais

Os resultados foram obtidos a partir de dados de saída do próprio software. Os gráficos e resultados mostrados nesta seção do trabalho, foram obtidos pelo “Result Tracker”. O software permite ao usuário total flexibilidade na escolha dos parâmetros de saída. Podem ser analisados diversos modos de tensão, deformação, os vetores de aceleração e velocidade podem ser posicionados em qualquer elemento e direção. Para este trabalho três parâmetros se fazem importantes: a energia absorvida; desaceleração do atenuador e o tamanho da deformação do atenuador.

### 4.2 Deformação Total

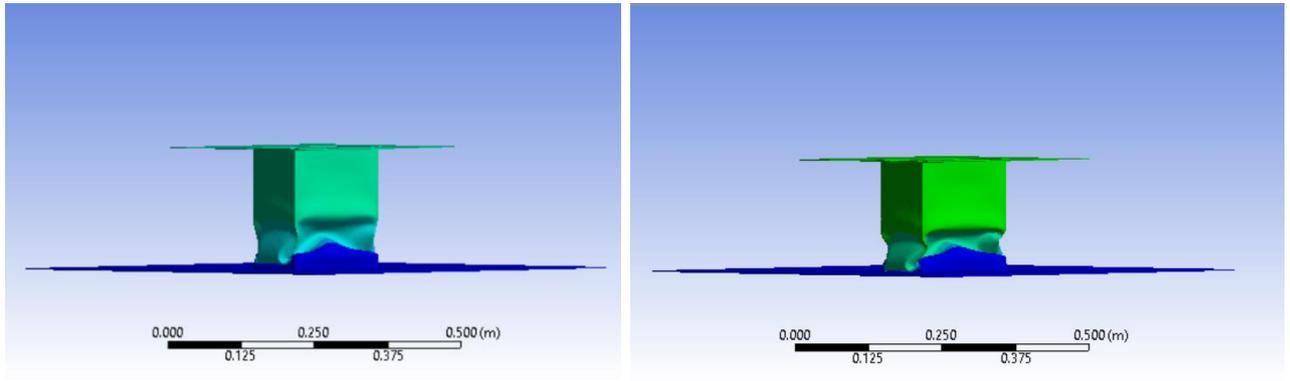
As figuras em sequência ilustram os estágios de deformação do atenuador, em intervalos de tempo predefinidos, da colisão.

**Figura 21 – Deformação Atenuador nos tempos: 0s e  $2,40 \times 10^{-3}$ s**



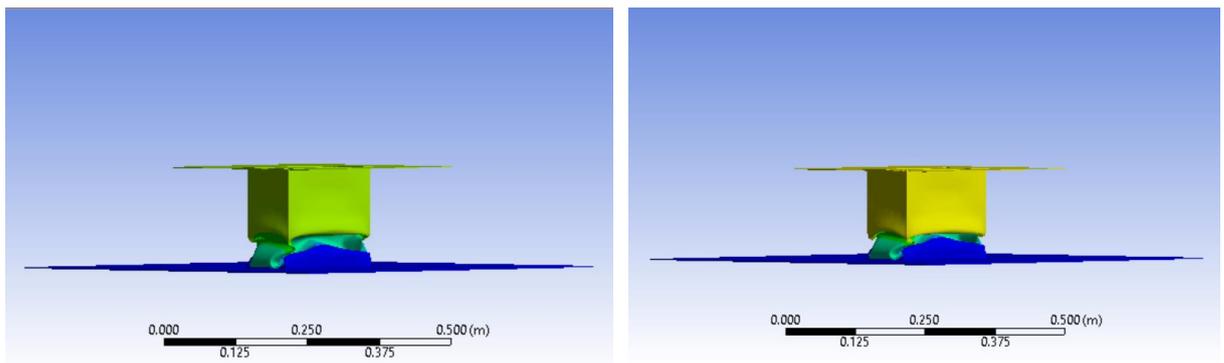
Fonte: Produzido pelo Autor.

**Figura 22 – Deformação Atenuador nos Tempos:  $4,8 \times 10^{-3}$ s e  $7,2 \times 10^{-3}$ s**



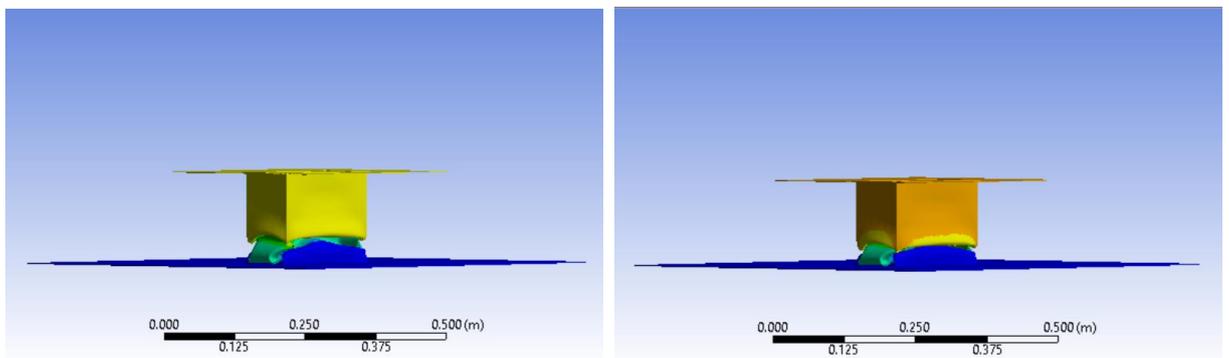
Fonte: Produzido pelo Autor.

**Figura 23 – Deformação Atenuador nos tempos:  $9,6 \times 10^{-3}$ s e  $1,2 \times 10^{-2}$ s**



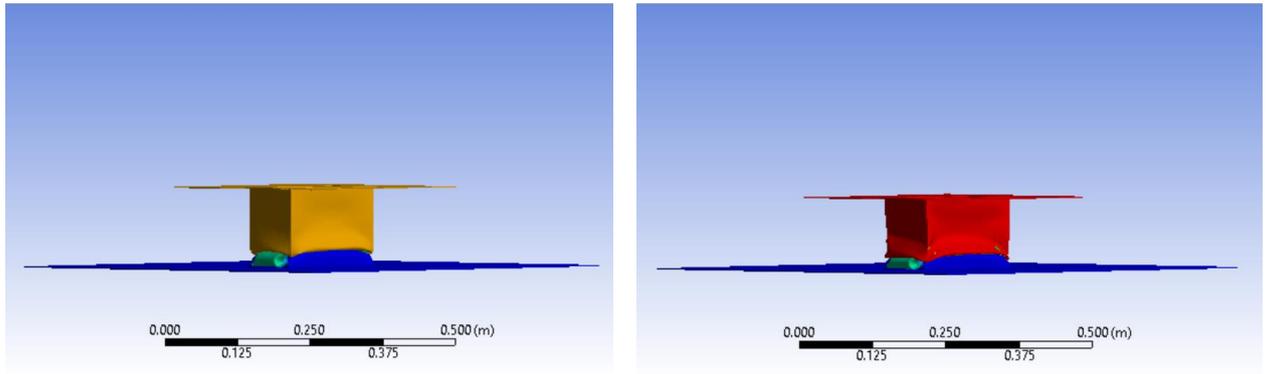
Fonte: Produzido pelo Autor.

**Figura 24 – Deformação Atenuador nos tempos:  $1,44 \times 10^{-2}$ s e  $1,69 \times 10^{-2}$ s**



Fonte: Produzido pelo Autor.

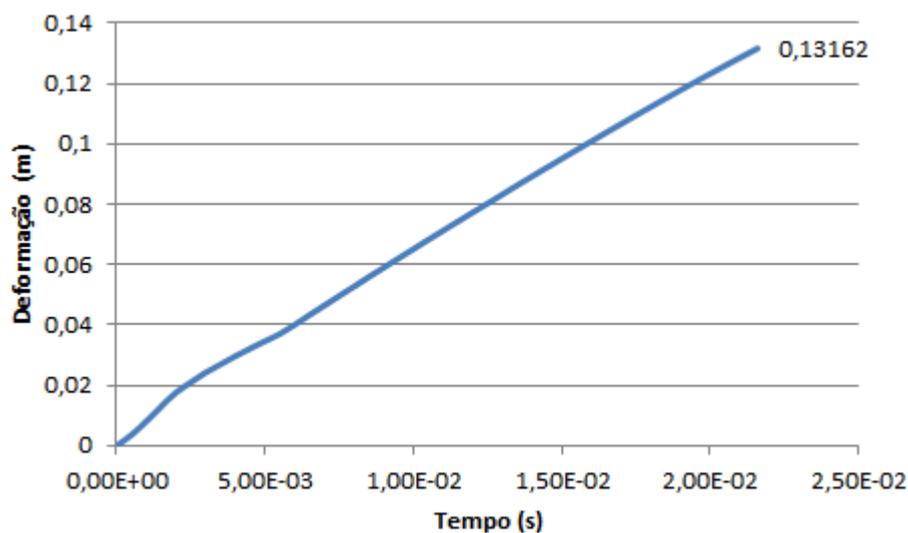
**Figura 25 – Deformação Atenuador nos tempos:  $1,92 \times 10^{-2}$ s e  $2,16 \times 10^{-2}$ s**



Fonte: Produzido pelo Autor.

Como pode ser visto o atenuador teve uma deformação considerada, uma vez que o seu comprimento no estado original equivale a 250 mm, ao final da colisão o atenuador tem o comprimento equivalente a 120 mm. O que corresponde a aproximadamente metade do seu comprimento original. Esperava-se que o atenuador não sofresse uma deformação maior que 150 mm. Conforme dito por Pereira (2013) é possível demonstrar que o deslocamento máximo sofrido pelo veículo durante a colisão ocorre no momento em que a velocidade do veículo é nula. Devido ao atenuador experimentar uma forte desaceleração, o comprimento da deformação tende a ser menor que os casos que experimentam deformações menores que 10g. A Figura 26 esboça o gráfico da deformação por todo o período de tempo experimentado pelo atenuador. Em destaque a deformação máxima aproximadamente 131 mm.

**Figura 26 – Gráfico da Deformação Total**

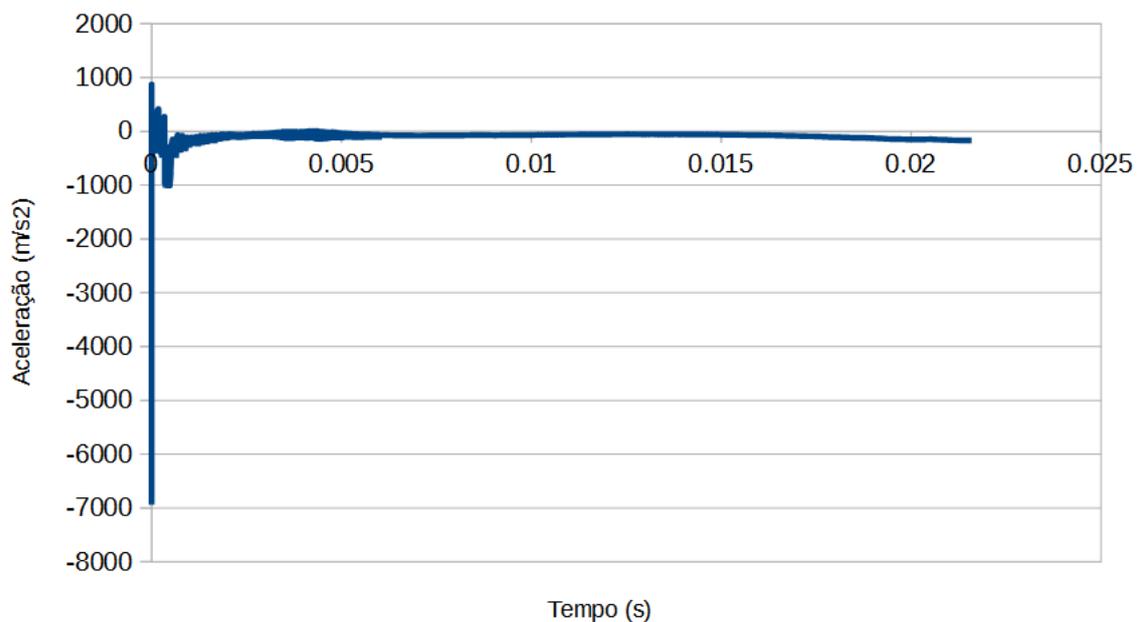


Fonte: Produzido pelo Autor.

### 4.3 Aceleração

O gráfico da desaceleração do atenuador está exibido na Figura 27. Os valores iniciais apresentam uma discrepância em acordo com a aceleração do atenuador. A tabela de valores gerados pelo software apresenta 230.000 valores dificultando o tratamento dos dados. Os valores iniciais de aceleração estão no sentido positivo do eixo, indicando que o corpo começa a desacelerar antes da colisão até o primeiro contato entre o atenuador e a parede. Sugere-se que esta situação justifica o módulo da aceleração próximo de  $6000 \text{ m/s}^2$ . a média da aceleração não é possível ser estimada uma vez que muitos valores foram inconsistentes. Sugere-se que estes valores se justificam pela qualidade do refinamento de malha.

**Figura 27 – Gráfico da Aceleração**



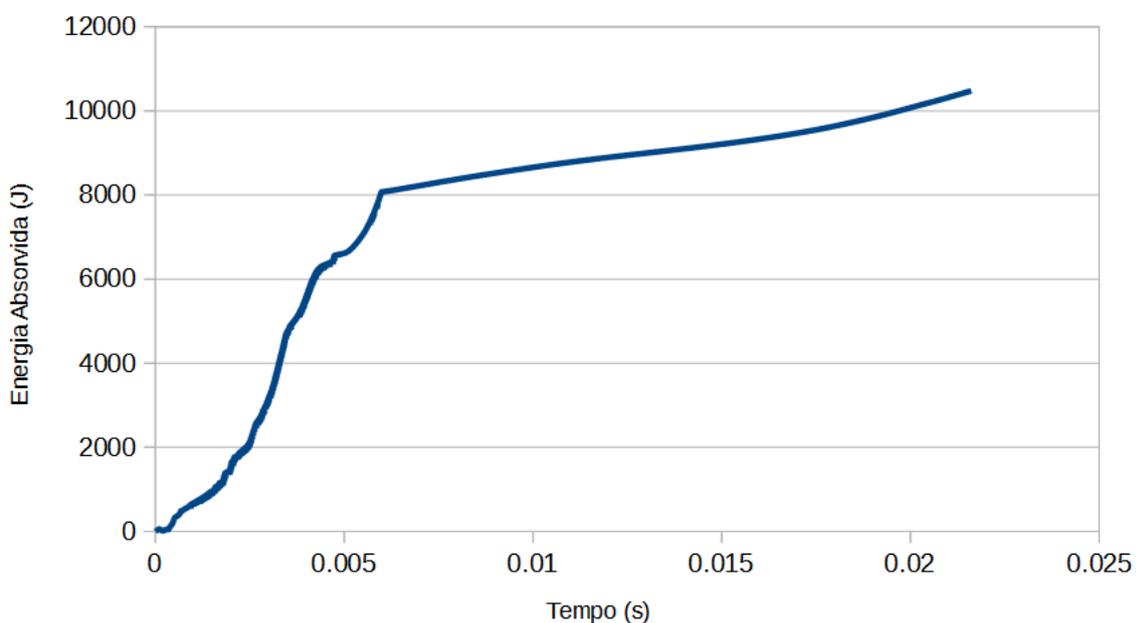
Fonte: Produzido pelo Autor.

Sugere-se que o software compute a aceleração para todos os elementos em estudo uma vez que o parâmetro de saída foi configurado para análise em toda a geometria do atenuador. Conforme dito por Hart et al. (2010) os teste físicos são feitos com dois acelerômetros, facilitando a coleta de dados, e obtendo-se assim dados mais uniformes.

#### 4.4 Análise da Energia Absorvida.

O valor referência da energia absorvida é 7350 J, como pode ser visto no gráfico abaixo, a colisão do atenuador superou o valor mínimo estipulado pelo regulamento. O software gerou 228.000 valores de tempo, ou seja, a cada 0.00000002752s um valor de energia foi calculado, é possível perceber que em menos de 0,01 segundo de simulação o atenuador foi capaz de absorver a energia mínima necessária.

**Figura 28 – Gráfico da Energia Total Absorvida**



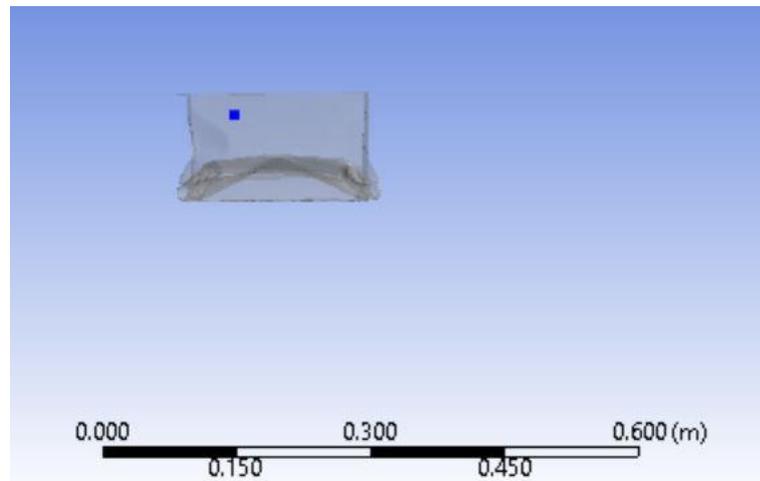
Fonte: Produzido pelo Autor.

O gráfico de energia sugere-se o uso de menor tempo de simulação, pois o objetivo da simulação do atenuador é garantir que o mesmo absorve a quantidade mínima.

#### 4.5 Análise Comparativa dos nós

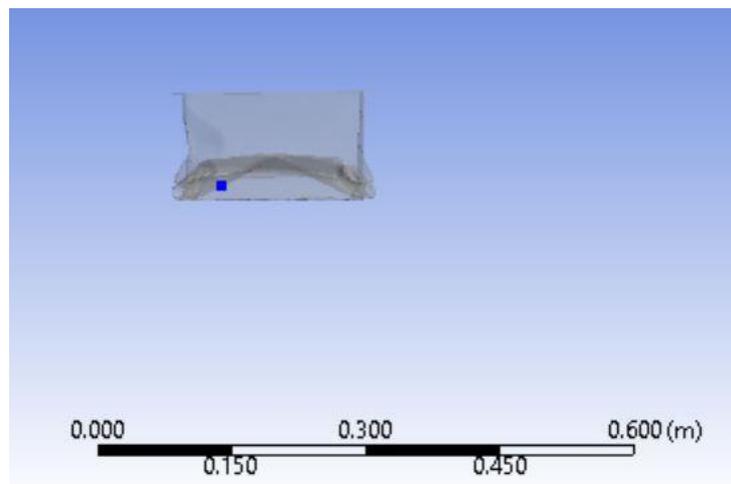
Para efeito de comparação do comportamento dos nós em diferentes regiões do próprio atenuador, dois nós foram escolhidos de maneira arbitrária, seguindo apenas o critério de selecionar um nó na região do atenuador mais próximo parede rígida e outro nó próximo da chapa de antiintrusão. As figuras 29 e 30 ilustram o posicionamento dos nós L e P.

**Figura 29 – Vista da posição do nó L**



Fonte: Produzido pelo Autor.

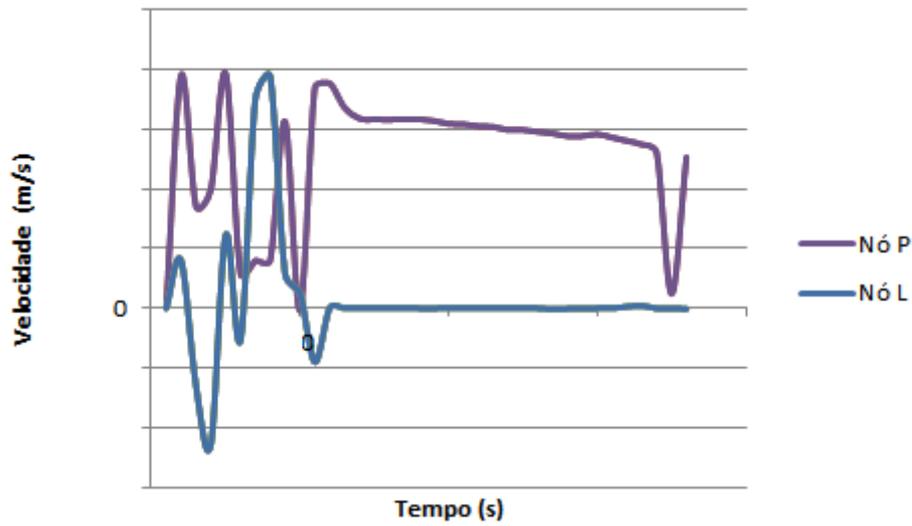
**Figura 30 – Vista da posição do nó P**



Fonte: Produzido pelo Autor.

A comparação da velocidade dos dois nós em estudo é exibida na figura 31. Devido a localização do nó L ser próxima da chapa antiinvasão, esta região atinge a velocidade nula muito antes do nó P devido dinâmica da deformação que acontece predominantemente na região mais próxima a parede rígida.

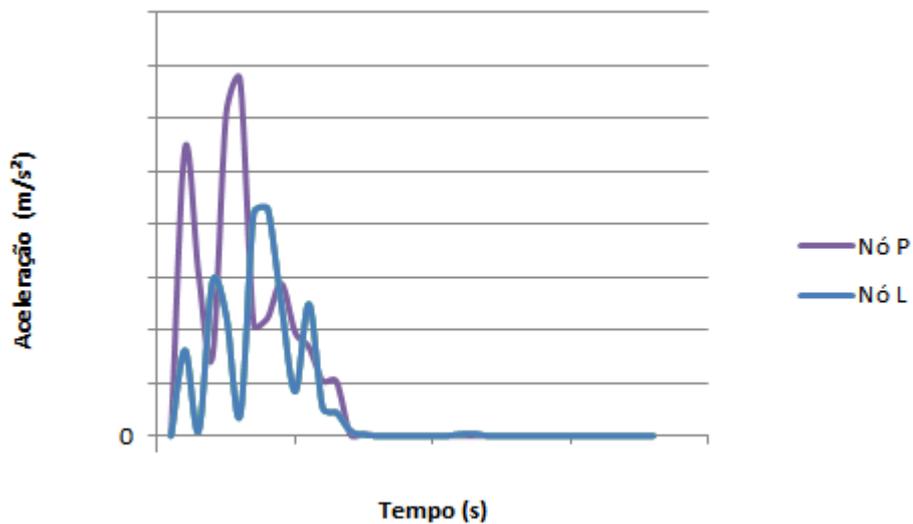
**Figura 31 – Gráfico da Velocidade dos nós**



Fonte: Produzido pelo Autor.

O gráfico da aceleração sugere um comportamento semelhante aos dois nós. A magnitude do nó P é muito maior que do nó L, isto se justifica pela movimentação que o nó é submetido durante o contato direto com a parede rígida,

**Figura 32 – Gráfico da Aceleração dos nós**



Fonte: Produzido pelo Autor.

## 5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

### 5.1 Conclusões

A simulação de impacto realizado pelo software ANSYS permitiu obter importantes dados que são solicitados pelo regulamento da competição. As informações da energia absorvida são fundamentais para estimar o tamanho do protótipo, além da sua viabilidade, uma vez que o critério de energia absorvida requer um valor mínimo.

Apesar da dificuldade da análise, este protótipo poderia ser construído e testado fisicamente, uma vez que foi capaz de absorver a energia mínima, com pequeno deslocamento.

Os valores obtidos da aceleração foram muito elevados. Apesar de muitos destes valores serem inviáveis de obter-se por meio dos testes físicos, a grande frequência de amostragem evidenciou valores discrepantes, tornando a análise incoerente.

A ferramenta do Método dos Elementos Finitos mostrou que é necessário um grande conhecimento a respeito do evento a ser estudado. Uma vez que a falha na configuração do fenômeno em estudo pode revelar muitos os dados numéricos enganosos.

A diferença dos resultados na análise de comparação entre os nós evidencia uma poderosa aplicação do MEF, pois esses resultados sugerem que é possível fazer análises pontuais ou comparativas em um mesmo componente.

Os conceitos de engenharia foram aplicados neste trabalho. Pelo método numérico, com auxílio do software ANSYS, foi possível realizar diversos testes, modelar e simular o mesmo componente em diferentes contextos. Ou até mesmo fazer diferentes análises para o mesmo contexto. A facilidade de refazer uma simulação evidencia o quanto importante é o uso de ferramentas computacionais.

Os resultados obtidos nesta análise permitem a investigação da geometria em uso. É possível a partir de esta análise é possível aperfeiçoar o modelo geométrico sem a necessidade de dos testes físicos.

## 5.2 Trabalhos Futuros

Com maior capacidade de processamento, sugere-se uma simulação numérica que considere a chapa metálica como um elemento flexível fixado em quatro tubos metálicos (*front bulkhead*) possibilitando assim a análise da deformação que a chapa antiintrusão está submetida.

Os valores inconsistentes de aceleração estimam que é necessário fazer teste de malha, com o objetivo de otimizar e refinar os elementos para se obter valores de desaceleração plausíveis.

O estudo do *crashworthiness* se tornar importante para complemento deste trabalho, possibilitando uma análise de colisão de toda a estrutura do veículo, não apenas analisando o comportamento do material absorvedor, assim como o impacto que o chassi venha a sofrer e as consequências da colisão para o piloto e todos os componentes do veículo.

Outra possibilidade de estudo é a análise da inclinação do corpo rígido em que o atenuador colide. Estudos indicam que pequenas inclinações representam grande alterações da absorção de energia do material, além de sugerir o estudo de possíveis geometria capazes de otimizar a atenuação do impacto para uma maior gama de casos de colisão.

O teste físico se faz obrigatório, porém a análise numérica amplia a investigação do comportamento do material durante a conformação. Alguns ensaios de caracterização do material podem ser feitos sob mesmas condições para validar o modelo.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABAQUS. User's Manual. 2016

ANSYS. User's Manual. 2016

AZEVEDO, J. B.; CHAVEZ, M. A.; RABELLO, M. S. **Efeito De Reticulante Na Morfologia e Propriedades Físico-Mecânicas De Espumas Poliméricas Obtidas Com EVA E EPDM.** Polímeros. São Carlos , v. 20, n. 5, 2010.

BELINGARDI, G.; OBRADOVIC, J., **Design of the Impact the Impact Attenuator for a Formula Student Racing Car: Numerical Simulation of the Impact Crash Test**, Italy: Journal of the Serbian Society for Computational Mechanics/ Vol. 4/ No. 1, 2010/ pp. 52-65, 2010.

BOTELHO, R. D., CÂMARA, J. J. D., ALMEIDA JÚNIOR, G. **Éco-Design e Seleção de Materiais como Ferramenta para o Transportatio Design - Estudos de Processos.** Dissertação de Mestrado. REDEMAT – Rede Temática em Engenharia de Materiais Minas Gerais, 2003.

NAKAZAWA, T. Y. **Development Of Crash-Box For Passenger Car With High Capability For Energy Absorption.** Jepang. 2005.

ROYLANCE, D. **Mechanics of Materials**, John Wiley & Sons, 1996.

CALLISTER, W. D., **Ciência e Engenharia de Materiais Uma Introdução.** John Wiley & Sons, Inc., 2002

CARDOSO, E.; OLIVEIRA, B. F. **Estudo Do Comportamento Do Chassi De Veículo Em Espuma Metalica Submetido A Teste De Impacto.** Porto Alegre: Design e Tecnologia, 01 jan. 2010.

CASTRO, C. H. H. **Simulação de esforços por elementos finitos e validação dos resultados por extensometria.** Universidade do Estado de Sao Paulo. 2012.

COOK, R. D.; MALKUS, D. S.; PLESHA, M. E.. **Concepts and applications of finite element analysis.** Third edition. 1989.

CRISFIELD, M. A. **Non-linear finite element analysis of solids and structures.** Chichester John Wiley & Sons Ltd, 1991.

FELLIPA, C. A. **Nonlinear Finite Element Methods.** Course Material - ASEN 6107 University of Colorado, Boulder, 2016.

FITZPATRICK, R. **Newtonian Dynamics.** 2011 Richard Fitzpatrick (GNU General Public License).

FONTEYN, M.T.J.; WITTEMAN, Ir. **Formula Student Racing Team Eindhoven- Crash Safety.** MT06.10, Eindhoven, 2006.

GLOBAL NCAP. **Democratizing Car Safety Road Map for Safer Cars 2020.** 2016

- GOELKE, M., **Crash Analyses with RADIOSS**. A Study Guide. 2015. First Edition. 2015
- GOKHALE, M., **Practical Aspects of Finite Element Simulation**. A Study Guide. Altair University. First Edition. 2008
- HART, J.; CRAIG, K.; LECLERC, T.; POLLARD, J. **Formula SAE Impact Attenuator**. Worcester Polytechnic Institute, Plascore, 2009-2010.
- HEXCELL. 1999. HexWeb **Honeycomb Attributes and Properties**. Hexcell. [Online] 1999. [Citado em: 30 de agosto de 2015.] [http://www.hexcel.com/Resources/DataSheets/Brochure-DataSheets/Honeycomb\\_Attributes\\_and\\_Properties.pdf](http://www.hexcel.com/Resources/DataSheets/Brochure-DataSheets/Honeycomb_Attributes_and_Properties.pdf)
- HOU, P. **Numerical and experimental crashworthiness studies of foam-filled frusta**. Dissertação em Mestrado. Canada: University of Toronto; 2013.
- HUTTON, David V. **Fundamentals of Finite Element Analysis**. New York: Mcgraw-hill, 2003. 505 p.
- JACOBSEN, K., **Collision Dynamics Modeling of Crash Energy Management Passenger Rail Equipment**. Tufts University Master's Thesis. 2008.
- Kelly, P. **Engineering Solid Mechanics**. Course Material. Department of Engineering Science, University of Auckland, Auckland. 2016.
- LOGAN, Daryl L. **A first course in the finite element method**. Toronto Nelson, 2007.
- LOTTI R. S., MACHADO A. W., MAZZIEIRO E. T. & LANDRE JR. J. **Aplicabilidade Científica do Método de Elementos Finitos**. Dental Press Ortodon. Ortop. Facial, Maringá, v. 11, n. 2, p. 35-43, Mar./Abr. 2006.
- MICU, D.A.; IOZSA, M.D.; FRATILA, G.; ANTONACHE, F. **Influence of crash box on automotive crashworthiness**. WSEAS, ACMOS, University of Bucharest, Romania, 2012.
- MILLER, W.; ZHUANG, L.; BOTTEMA, J.; WITTEBROOD, P.; HASZLER, A.; VIEREGGE, A. **Recent development in aluminium alloys for the automotive industry**. Materials Science and Engineering: A, vol. 280, pp. 37-49, 2000.
- NAGEL, Gregory. **Impact and Energy Absorption of Straight and Tapered Rectangular Tubes**. 2005. 180 f. Tese (Mestrado) - Queensland University Of Technology, Brisbane, 2005.
- PASCON, J. P. (2008). **Modelos Constitutivos Para Materiais Hiperelásticos: Estudo E Implementação Computacional**. Dissertação (Mestrado) - Departamento de Engenharia de Estruturas, Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 2008.
- PAVANELLO, Renato. **Introdução ao Método dos Elementos Finitos**. Campinas: UNICAMP, 1997. 183p. (Notas de Aula).
- PEREIRA, L. O. C. M. **Projeto de um atenuador de impacto para o protótipo da equipe de Formula SAE da UFRJ**. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2013.

PLASSCORE. 2013. **Advanced European Mobile Deformable Barrier for Side Impact Crashworthiness Evaluation**. Plascore. [Online] 2013. [Citado em: 10 de Setembro de 2015.] [http://www.plascore.com/pdf/Plascore\\_AE-MDB\\_Barrier.pdf](http://www.plascore.com/pdf/Plascore_AE-MDB_Barrier.pdf)

SÁNCHEZ, C.A.A., **Estudo de Impacto usando Elementos Finitos e Análise Não Linear**. Dissertação. Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo. 2001.

SANTOS, M. P., **Aplicação Estrutural De Cortiça Para Melhoria De Segurança Passiva Em Caso De Impacto**. 2008. 124 f. Tese (Mestrado) - Universidade de Aveiro, Aveiro, 2008.

SIEGLER et al., **Torsional Chassis Stiffness and Crashworthiness Analysis of the University of Leeds 2000 Formula SAE/Student Racing Car**, UK. Proceeding of Altair Engineering CAE Conference, 2000.

SIMULIA DS **Getting started with Simulia DS**. Interactive Edition 6.13a (2015).

SORIANO, Humberto Lima. **Método de Elementos Finitos em Análise de Estruturas**. 48. ed. São Paulo: USP, 2003.

STORY, R. **Design of Composite Sandwich Panels for a Formula SAE Monocoque Chassis**. Corvallis Oregon State University, 2014

ZHANG, N. J.; Kikuchi, V. Y.; e NUSHOLTZ, G. **Constitutive modeling of polymeric foam material subjected to dynamic crash loading**. International Journal of Impact Engineering, vol. 21, no. 5, pp. 369-386, May 1998.

SAE. **Formula Sae Rules 2015-2016**. [Citado em 20 de junho de 2016] [http://www.students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2015-16\\_fsae\\_rules.pdf](http://www.students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2015-16_fsae_rules.pdf)

OLIVEIRA, F. S.; OLIVEIRA, S. G.; KISCHINHEVSKY, M.; TAVARES, J. M. R. S. **Malhas móveis para solução numérica de equações diferenciais parciais**. Revista de Sistemas de Informação da FSMA n. 11 (2013) pp. 11-16.

## Anexo A – Regras do Atenuador de Impacto

### T3.21 Impact Attenuator (IA)

T3.21.1 The Impact Attenuator must be:

- a. Installed forward of the Front Bulkhead.
- b. At least 200 mm (7.8 in) long, with its length oriented along the fore/aft axis of the Frame.
- c. At least 100 mm (3.9 in) high and 200 mm (7.8 in) wide for a minimum distance of 200 mm (7.8 in) forward of the Front Bulkhead.
- d. Such that it cannot penetrate the Front Bulkhead in the event of an impact.
- e. Attached securely and directly to the Front Bulkhead and not by being part of non-structural bodywork.

T3.21.2 On all cars, a 1.5 mm (0.060 in) solid steel or 4.0 mm (0.157 in) solid aluminum “anti-intrusion plate” must be integrated into the Impact Attenuator. If the Impact Attenuator and Anti-Intrusion Plate (Impact Attenuator Assembly) are bolted to the Front Bulkhead, it must be the same size as the outside dimensions of the Front Bulkhead. If it is welded to the Front Bulkhead, it must extend at least to the centerline of the Front Bulkhead tubing in all directions.

T3.21.3 If the Impact Attenuator Assembly is not integral with the frame, i.e. welded, a minimum of four (4) 8mm Metric Grade 8.8 (5/16 inch SAE Grade 5) bolts must attach the Impact Attenuator Assembly to the Front Bulkhead.

T3.21.4 The attachment of the Impact Attenuator Assembly must be constructed to provide an adequate load path for transverse and vertical loads in the event of off-center and off-axis impacts. NOTE: Segmented foam attenuators must have the segments bonded together to prevent sliding or Parallel gramming

T3.21.5 The attachment of the Impact Attenuator Assembly to a monocoque structure requires an approved “Structural Equivalency Spreadsheet” per Article T3.9 that shows equivalency to a minimum of four (4) 8 mm Grade 8.8 (5/16 inch Grade 5) bolts.

T3.21.6 If a team uses the “standard” FSAE Impact Attenuator, and the outside edge of the Front Bulkhead extends beyond the Impact Attenuator Assembly by more than 25.4 mm on any side, a diagonal or Xbrace made from 1.00” x 0.049” wall steel tubing, or an approved equivalent per T3.4, must be included in the Front Bulkhead.

T3.21.7 Where the standard IA is used but does not comply with edge distance limits of rule T3.21.6 and does not include a diagonal brace, physical testing must be carried out to prove that the Anti-Intrusion Plate does not permanently deflect more than 25.4mm (1.00 inch)

## Anexo B – Dados Requisitados

### T3.22 Impact Attenuator Data Requirement

T3.22.1 All teams, whether they are using their own design of IA or the “standard” FSAE Impact Attenuator, must submit an Impact Attenuator Data Report using the Impact Attenuator Data (IAD) Template found at “Downloads” at <http://www.fsaeonline.com>.

T3.22.2 The team must submit test data to show that their Impact Attenuator Assembly, when mounted on the front of a vehicle with a total mass of 300 kg (661 lbs.) and run into a solid, non-yielding impact barrier with a velocity of impact of 7.0 meters/second (23.0 ft/sec), would give an average deceleration of the vehicle not to exceed 20 g's, with a peak deceleration less than or equal to 40 g's.

Total energy absorbed must meet or exceed 7350 Joules.

NOTE 1: These are the attenuator functional requirements not test requirements. Quasi-static testing is allowed.

NOTE 2: The calculations of how the reported absorbed energy, average deceleration, and peak deceleration figures have been derived from the test data MUST be included in the report and appended to the report template.

T3.22.3 Teams using a front wing must prove the combined Impact Attenuator Assembly and front wing do not exceed the peak deceleration of rule T3.22.2. Teams can use the following methods to show the designs does not exceed 300 kg times 40g or 120 kN:

a. Physical testing of the Impact Attenuator Assembly with wing mounts, links, vertical plates, and a structural representation of the aerofoil section to determine the peak force. See fsaeonline.com FAQs for an example of the structure to be included in the test.

b. Combine the peak force from physical testing of the Impact Attenuator Assembly with the wing mount failure load calculated from fastener shear and/or link buckling.

c. Combine the Standard Impact Attenuator peak load of 95kN with the wing mount failure load calculated from fastener shear and/or link buckling.

T3.22.4 When using acceleration data, the average deceleration must be calculated based on the raw data. The peak deceleration can be assessed based on the raw data, and if peaks above the 40g limit are apparent in the data, it can then be filtered with a Channel Filter Class (CFC) 60 (100 Hz) filter per SAE Recommended Practice J211 “Instrumentation for Impact Test”, or a 100 Hz, 3rd order, low pass Butterworth (-3dB at 100 Hz) filter.

T3.22.5 A schematic of the test method must be supplied along with photos of the attenuator before and after testing.

T3.22.6 The test piece must be presented at technical inspection for comparison to the photographs and the attenuator fitted to the vehicle.

T3.22.7 The test data and calculations must be submitted electronically in Adobe Acrobat ® format (\*.pdf file) to the address and by the date provided in the Action Deadlines provided on the relevant competition website. This material must be a single file (text, drawings, data or whatever you are including).

T3.22.8 The Impact Attenuator Data must be named as follows: carnumber\_schoolname\_competition code\_IAD.pdf using the assigned car number, the complete school name and competition code [Example: 087\_University of SAE\_FSAEM\_IAD.pdf] Competition Codes are listed in Rule A.2.6

T3.22.9 Teams that submit their Impact Attenuator Data Report after the due date will be penalized 10 points per day up to a maximum of 50 points, which will be taken off the team's Total Score.

T3.22.10 Impact Attenuator Reports will be evaluated by the organizers and the evaluations will be passed to the Design Event Captain for consideration in that event.

T3.22.11 During the test, the Impact Attenuator must be attached to the Anti-Intrusion plate using the intended vehicle attachment method. The anti-intrusion plate must be spaced at least 50 mm (2 inches) from any rigid surface. No part of the anti-intrusion plate may permanently deflect more than 25.4 mm (1inch) beyond the position of the anti-intrusion plate before the test. The anti-intrusion plate must be attached to a structurally representative section of the intended chassis that extends a minimum of 50.8mm (2 inches) away from the Front Bulkhead.

NOTE 1: The 25.4 mm (1 inch) spacing represents the front bulkhead support and insures that the plate does not intrude excessively into the cockpit

NOTE 2: A solid block of material in the shape of the front bulkhead is not "structurally representative". A structurally representative test fixture should have a similar cross sectional moment of inertia as the actual front bulkhead.

T3.22.12 Dynamic testing (sled, pendulum, drop tower, etc.) of the impact attenuator may only be done at a dedicated test facility. The test facility may be part of the University but must be supervised by professional staff or University faculty. Teams are not allowed to construct their own dynamic test apparatus. Quasi-static testing may be performed by teams using their universities facilities/equipment, but teams are advised to exercise due care when performing all tests.

T3.22.13 Standard Attenuator – An officially approved impact attenuator can be found in Appendix T-3.

Teams that choose to use the "standard" FSAE Impact Attenuator and the corresponding mounting details need not submit test data with their IAD Report. However, the other requirements of the IAD Report must still be submitted including, but not limited to:

- a. Use of the standard IA Data Report form.
- b. Photos of the team's actual attenuator with evidence that it meets the design criteria given in Appendix T-3, e.g., a receipt or packing slip from the supplier.
- c. The dimensions of their Impact Attenuator anti-intrusion plate.
- d. Whether or not the team will be using a front wing in which case front wing mount