

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E DA TECNOLOGIA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

FELIPE BIONDO

**COMPARATIVO DE DOIS CONCEITOS ESTRUTURAIS DE UM ÔNIBUS
UTILIZANDO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS**

CAXIAS DO SUL

2014

FELIPE BIONDO

**COMPARATIVO DE DOIS CONCEITOS ESTRUTURAIS DE UM ÔNIBUS
UTILIZANDO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS**

Trabalho de conclusão de curso da
disciplina de Estágio II - MEC0258A
apresentado à Universidade de Caxias
do Sul. Área de concentração:
Engenharia Mecânica
Orientador: Prof. Msc. Eng. Joel Vicente
Ciapparini

CAXIAS DO SUL

2014

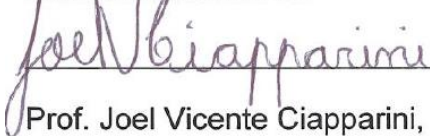
FELIPE BIONDO

**COMPARATIVO DE DOIS CONCEITOS ESTRUTURAIS DE UM ÔNIBUS
UTILIZANDO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS**

Trabalho de conclusão do curso de Engenharia Mecânica apresentado como requisito para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico na Universidade de Caxias do Sul

Aprovado em: 21/11/2014

Banca examinadora:



Prof. Joel Vicente Ciapparini, Msc. Eng. Mec.

Supervisor do estágio



Prof. Wagner Grison, Msc. Eng. Mec.

Professor convidado



Professor Oscar Alfredo Garcia Suarez, Dr. Eng. Mec.

Professor convidado



Maurício de Conto, Msc. Eng. Mec.

Orientador da empresa

RESUMO

Este trabalho teve como objetivo desenvolver e analisar dois conceitos estruturais da frente de um ônibus pelo método de elementos finitos. Essas tarefas foram realizadas para verificar um novo conceito estrutural criado para aumentar a absorção de impacto frontal, com o intuito de satisfazer parâmetros fundamentais de segurança quando este se envolver numa colisão frontal. As análises do veículo foram feitas através de um parâmetro chamado de *crashworthiness*; conceituado como a capacidade da estrutura ou parte dela de absorver energia cinética resultante de um impacto e manter a integridade no espaço dos ocupantes. Foram feitas modelagens de estruturas, com o objetivo de fazer comparativos entre o modelo vigente e o proposto, simulando e analisando o seu comportamento através do software ANSYS/LS DYNA. Para calibrar o modelo numérico foi realizado o ensaio experimental do pêndulo, com o objetivo de verificar se os resultados obtidos na simulação de fato convergem com a realidade. Com a execução do método constatou-se que a estrutura com o absorvedor de impacto não se comportou da forma esperada, não melhorando o desempenho da mesma quando envolvida em uma colisão frontal.

Palavras-Chave: Carroceria. Impacto frontal. Segurança. Método de elementos finitos. Absorvedor de impacto.

ABSTRACT

This study aimed to develop and analyze two structural concepts of the front of a bus by finite element method. These tasks were performed to verify a new structural concept designed to increase the absorption of frontal impact, in order to meet basic safety parameters when it is involved in a frontal collision. Analyses of the vehicle were made by a parameter called the crashworthiness; conceptualized as the ability of the structure or part thereof to absorb the kinetic energy resulting from an impact and maintain the integrity of the occupants of the space. Modeling of structures were made in order to make comparisons between the current and the proposed model, simulating and analyzing their behavior using the ANSYS / LS DYNA software. To calibrate the numerical model was performed experimental test of the pendulum, in order to verify that the results obtained in fact simulation converge with reality. With the implementation of the method it was found that the structure with shock absorber did not behave as expected, not improving its performance when involved in a frontal collision.

Keywords: Bus frame. Frontal impact. Safety. Finite element method. Shock absorber.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	9
1.1	JUSTIFICATIVA.....	10
1.2	AMBIENTE DE ESTÁGIO	10
1.3	OBJETIVOS.....	11
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	12
2.1	RESISTÊNCIA DOS MATERIAIS.....	12
2.1.1	TENSÃO	12
2.2	DEFORMAÇÃO	13
2.2.1	Energia de Deformação	14
2.2.2	Módulo de Resiliência	14
2.2.3	Módulo de Tenacidade	15
2.3	COMPORTAMENTO PLÁSTICO.....	15
2.3.1	Conceitos básicos de plasticidade	16
2.3.2	Leis de Encruamento	16
2.3.3	Taxa de Deformação	17
2.3.4	Princípios do Dano	18
2.3.5	Rótula Plástica	18
2.3.6	Flexão com Plastificação da Seção Parcial	19
2.4	ELEMENTOS ESTRUTURAIS	20
2.4.1	Colunas	20
2.4.2	Juntas	20
2.4.3	Vigas	21
2.5	ESTUDO DOS ELEMENTOS FINITOS.....	21
2.5.1	Introdução ao método dos elementos finitos	22
2.5.2	Formulação do método de elementos finitos	23
2.5.3	Análise estática e dinâmica	24
2.5.4	Tipos de Elementos	27
2.5.5	Software ANSYS-LS Dyna	30
3	OBJETO DE ESTUDO	31
3.1	RELEVÂNCIA DO TEMA	32
3.1.1	Tipos de acidentes	34

3.2	MATERIAIS	36
3.2.1	<i>Ensaio dos materiais</i>	36
3.2.2	<i>Teste do pêndulo experimental</i>	38
3.3	MÉTODOS	39
3.3.1	<i>Conceitos de absorvedores de impacto</i>	39
3.3.2	<i>Preparação do modelo em elementos finitos</i>	41
3.3.3	<i>Geração dos contatos</i>	42
3.3.4	<i>Condições de contorno</i>	44
3.4	CARREGAMENTOS APLICADOS	46
3.4.1	<i>Teste do pêndulo</i>	46
3.4.2	<i>Impacto contra uma parede rígida</i>	47
4	RESULTADOS	49
4.1	COMPARATIVO NUMÉRICO X EXPERIMENTAL	49
4.2	IMPACTO FRONTAL	50
4.3	COMPARATIVO ENTRE ESTRUTURA COM E SEM ABSORVEDOR DE IMPACTO..	51
5	CONCLUSÃO	54
6	TRABALHOS FUTUROS	55
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	56

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Colisão Frontal Entre Ônibus e Caminhonete	9
Figura 2 - Estados de Tensão no Elemento Infinitesimal	13
Figura 3 - Módulo de Resiliência	15
Figura 4 - Módulo de Tenacidade.....	15
Figura 5 - Gráfico tensão deformação.....	16
Figura 6 - Tensão de Deformação para um Material Elasto-Plástico Ideal	19
Figura 7 - Plastificação Parcial de uma Seção	19
Figura 8 - Rótula Plástica de Barra Flexionada Sob Ação de um Momento.....	20
Figura 9 - Tipos de Carregamentos Dominantes para Componentes.	20
Figura 10 - Modelo de Elementos Finitos para Análise de Colisão de Veículos	22
Figura 11 - Etapas do Processo de Elementos Finitos.....	23
Figura 12 - Análises Dinâmicas Não Lineares.....	25
Figura 13 - Método das Diferenças Centrais	26
Figura 14 - Elementos do Tipo Sólido	27
Figura 15 - Elemento Tipo Viga.....	28
Figura 16 - Nós do elemento tipo casca - superfície média	28
Figura 17 - Coordenadas locais e globais para elementos de casca - nós geométricos – nós de deslocamento	29
Figura 18 - Ônibus Paradiso 1200.....	31
Figura 19 - Ocorrências de acidentes no país em 2013.....	32
Figura 20 - Colisão entre ônibus e caminhão.....	33
Figura 21 - Acidente na Avenida Raposo Tavares	33
Figura 22 - Colisões frontais envolvendo região frontal do ônibus	34
Figura 23 - Impacto frontal - Acidente Raposo Tavares	35
Figura 24 - Efeito abridor de latas	35
Figura 25 - Ensaio de tração dos materiais.....	36
Figura 26 - Curva do material ZAR 230.....	37
Figura 27 - Modelo do ensaio do pêndulo	38
Figura 28 - Experimento ensaio do pêndulo.....	39
Figura 29 - Absorvedor de impacto em trens	40
Figura 30 - Absorvedor de impacto para chassi.....	40

Figura 31 - Comparativo entre estruturas com e sem absorvedor de impacto	40
Figura 32 - Malha da estrutura frontal do ônibus	41
Figura 33 - Malha frontal refinada	42
Figura 34 - Configurações dos elementos.....	42
Figura 35 - Formulação dos elementos de casca.....	43
Figura 36 - Geração de contatos.....	43
Figura 37 - Propriedades para material ZAR 230.....	44
Figura 38 - Graus de liberdade do modelo	45
Figura 39 - Velocidade	45
Figura 40 - Representação do ensaio do pêndulo.....	47
Figura 41 - Colisão contra parede rígida	48
Figura 42 - Ensaio do pêndulo numérico x experimental - comparação visual entre modelo numérico e ensaio experimental do pêndulo	49
Figura 43 - Ensaio do pêndulo após colisão lado direito e esquerdo	50
Figura 44 - Colisão frontal a 40 Km/h.....	51
Figura 45 - Comparativo de colisões frontais vista lateral	52
Figura 46 - Comparativo de colisões frontais vista isométrica.....	52
Figura 47 - Variação da energia interna total	53

LISTA DE SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Norma Técnicas
ANTT	Associação Nacional dos Transportes Terrestres
ARBL	Alta resistência e baixa liga
CAD	Computer-Aided Design
CAE	Computer-Aided Engineering
CONTRAN	Conselho Nacional de Trânsito
MEF	Método de Elementos Finitos
SAE	Sociedade dos Engenheiros da Mobilidade
TCC	Trabalho de Conclusão de Curso

LISTA DE SÍMBOLOS

E	Alongamento
Δs	Comprimento da reta
γ	Ângulo de cisalhamento
ΔU	Varição da energia interna
ΔV	Varição de volume
$F(\sigma, \varepsilon^p)$	Define a forma da superfície
$\partial \varepsilon$	Taxa de deformação
∂t	Varição do tempo
V_x	Velocidade de deformação
$\dot{\varepsilon}_x$	Taxa de deformação na direção x
$\dot{\varepsilon}_y$	Taxa de deformação na direção y
$\dot{\varepsilon}_z$	Taxa de deformação na direção z
g	Gravidade
h	Altura
v	Velocidade
V	Volume
V_i	Subdomínios de geometria simples
K	Matriz rigidez
R	Vetor de carga
M	Massa
C	Amortecimento
U	Vetor deslocamento
\dot{U}	Vetor velocidade
\ddot{U}	Vetor aceleração

1 INTRODUÇÃO

Em projetos veiculares um item considerado de extrema importância é a segurança dos ocupantes mediante a um impacto. Dois parâmetros são definidos como fundamentais para tornar um veículo seguro, a capacidade de prevenir colisões e, caso o veículo venha a se envolver em uma colisão, que sejam mínimos os danos e lesões causados aos ocupantes dos veículos (CARVALHO, 2004).

O crescente rigor nas legislações brasileiras faz com que empresas invistam em novos estudos e pesquisas a fim de atender as normas de segurança estabelecidas. Atualmente com o auxílio de ferramentas computacionais, é possível realizar o desenvolvimento dessas análises virtualmente, através de *softwares* de elementos finitos. Os processos de desenvolvimento, otimização e melhoramento se tornam muito mais rápidos, precisos e menos custosos.

A preocupação com a segurança é um tema de extrema valia, pois com o crescente aumento das frotas de veículos aliado a má qualidade das estradas, a quantidade de acidentes vem aumentando gradativamente com passar dos anos. Um exemplo que pode ser citado é o acidente entre um ônibus e uma caminhonete (27/03/2014), que deixou quatro mortos e oito feridos (Figura 1).

Figura 1 - Colisão Frontal Entre Ônibus e Caminhonete



Fonte: www.globo.com (27/03/2014)

A Marcopolo SA, líder nacional no segmento encarroçamento de ônibus e com forte presença internacional, vem criando políticas bastante agressivas no que se diz respeito à inovação de seus produtos e processos, focados na melhoria da qualidade de seus produtos, formas de atender os seus clientes e para com isso ter a certeza de que se preservará como líder de mercado.

Para atender a legislação, será realizado neste trabalho análises envolvendo o método dos elementos finitos, tendo como objetivo desenvolver uma estrutura para absorção de impactos numa situação de uma colisão frontal. O estudo visa preservar a integridade no espaço dos ocupantes do veículo e sua análise se dará através do comparativo da estrutura atual com a proposta elaborada.

1.1 JUSTIFICATIVA

Buscando aprimorar a segurança das carrocerias da Marcopolo S/A, foi considerada de extrema importância a realização do estudo do impacto na região frontal do veículo. A empresa tem demonstrado grande preocupação quando a respeito de segurança veicular, pois as normas mínimas de segurança estabelecidas pela resolução CONTRAN 316/09 demonstram incapacidade de garantir a segurança dos ocupantes de veículos para transporte de passageiros, se submetido a uma colisão frontal.

A norma que rege os testes de colisão frontal em ônibus é a CONTRAN 316/09, que consiste em colidir um pêndulo de 1000 Kg a uma velocidade de aproximadamente 23 km/h na estrutura frontal da carroceria. Essa situação não representa a realidade, sendo as energias envolvidas em situações reais de 20 a 40 vezes superiores as exigidas pela norma.

Motivado por este assunto a finalidade deste estudo é melhorar o desempenho da estrutura frontal mediante a uma colisão contra um obstáculo rígido utilizando absorvedores de impacto. Estes que já são empregados em diversas áreas da indústria ainda não são obrigatórios em carrocerias de ônibus. Será realizada a identificação deste tipo de elemento estrutural na indústria da mobilidade, e avaliações de sua aplicação a uma carroceria frontal de um ônibus.

1.2 AMBIENTE DE ESTÁGIO

A Marcopolo iniciou sua trajetória empresarial em 1949. A empresa que tem seu nome ligado ao transporte de passageiros foi fundada em Caxias do Sul, Rio Grande do Sul. O crescimento contínuo consolidou a organização, que em 65 anos já produziu mais de 350 mil ônibus em suas fábricas no Brasil e exterior, contando com uma força de trabalho atual de mais de 22 mil colaboradores.

O estágio será realizado no departamento de engenharia de desenvolvimento da Marcopolo SA, este que tem o objetivo de buscar inovação tecnológica e trazer mais competitividade e segurança aos carros desenvolvidos pela empresa.

1.3 OBJETIVOS

Objetivo Geral

O trabalho tem como o objetivo comparar através do método de elementos finitos a estrutura frontal de uma carroceria de ônibus quando submetida a uma colisão frontal com e sem absorvedor de impacto.

Objetivos específicos

- Avaliar a estrutura atual.
- Propor um conceito de absorvedor de impacto.
- Realizar análise comparativa através do método de elementos finitos dos dois modelos de estruturas em diferentes velocidades com o auxílio do *software* ANSYS-LS Dyna.
- Calibrar o método de elementos finitos através do ensaio pêndulo e compara-lo com o modelo real.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Para realizar o estudo do impacto frontal da estrutura de uma carroceria de ônibus, torna-se necessário fazer a revisão de alguns conceitos de mecânica dos sólidos, método dos elementos finitos, plasticidade dos materiais e absorção de energia.

Primeiramente, conceitos básicos de mecânica dos sólidos serão abordados, falando sobre temas como estado de tensão, deformação e resistência dos materiais metálicos. Será apresentado estudo sobre plasticidade, onde o enfoque se dará nas zonas plastificadas, rótulas plásticas e teoria do dano. Será avaliado o desempenho de componentes estruturais no que se refere à absorção de energia de impacto. Além destes serão apresentados conceitos de elementos finitos que são importantes para criação de um modelo numérico.

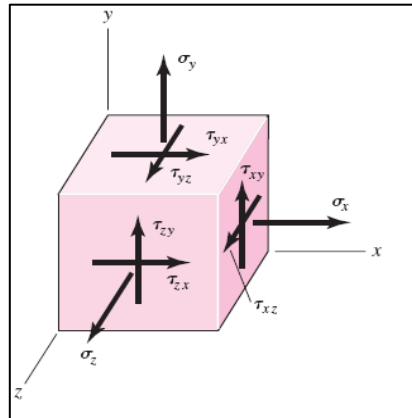
2.1 RESISTÊNCIA DOS MATERIAIS

Segundo Hibbeler (2004), a resistência dos materiais é um ramo da mecânica que estuda as relações entre cargas externas aplicadas a um corpo deformável e intensidade das forças internas que atuam dentro do corpo. Na sequência serão abordados alguns conceitos sobre tensão, deformação teoria da plasticidade, taxa de deformação e princípio do dano.

2.1.1 TENSÃO

Segundo Hibbeler (2004), estado geral da tensão é caracterizado pela seleção de planos paralelos, a partir disso podemos então "cortar" um elemento cúbico do volume do material. Esse elemento cúbico representa o estado de tensão que atua em torno do ponto escolhido do corpo (Figura 2). Esse estado de tensão é então caracterizado pelos componentes que atuam em cada face do elemento. Esses componentes da tensão descrevem o estado de tensão no ponto para o elemento orientado ao longo dos eixos x , y e z .

Figura 2 - Estados de Tensão no Elemento Infinitesimal



Fonte: Hibbeler (2004)

Para analisar a tensão produzida em um componente estrutural ou mecânico, geralmente é feita uma simplificação do modelo tridimensional, chamado de estado plano de tensões. Este estado ocorre quando o vetor tensão normal a uma superfície particular é zero, conseqüentemente, seus componentes de tensões correspondentes nas faces oposta também serão nulos e, portanto, o material estará sujeito ao estado plano de tensões (HIBBELER, 2004).

2.2 DEFORMAÇÃO

Quando uma força é aplicada a um corpo, este tende a mudar de forma e tamanho. Tais mudanças são denominadas deformação e podem ser visíveis ou praticamente imperceptíveis sem o uso de equipamento para fazer as medições precisas. De maneira geral, a deformação do corpo não é uniforme em todo o seu volume e assim, a mudança na geometria de qualquer segmento de reta do corpo pode variar ao longo do comprimento (HIBBELER, 2004).

O alongamento ou concentração de um segmento de reta por unidade de comprimento é denominado deformação normal. Ela pode ser definida pela Equação 1:

$$\epsilon_{\text{med}} = \frac{\Delta s' - \Delta s}{\Delta s} \quad (1)$$

Onde:

Δs = Comprimento da reta

ϵ_{med} = Alongamento

Com isso observa-se que se ϵ é positivo a reta inicial alonga-se, se é negativo contrai.

A mudança de ângulo ocorrida entre dois segmentos de retas originalmente perpendiculares entre si é denominada deformação por cisalhamento. O ângulo é designado por γ e medido em radianos Equação 2.

$$\gamma = \frac{\pi}{2} - \lim\theta' \quad (2)$$

Onde:

γ = Ângulo de cisalhamento

Deformações normais provocam mudanças de volume no elemento retangular, enquanto deformações por cisalhamento provocam mudanças no seu formato (HIBBELER, 2004).

2.2.1 Energia de Deformação

À medida que um material é deformado por uma carga externa, este tende a armazenar energia internamente ao longo de todo o seu volume. Como esta energia relaciona-se com a deformação do material, é chamada de energia de deformação conforme Equação 3 (HIBBELER, 2004).

$$u = \frac{\Delta U}{\Delta V} \quad (3)$$

Onde:

u = Energia de deformação

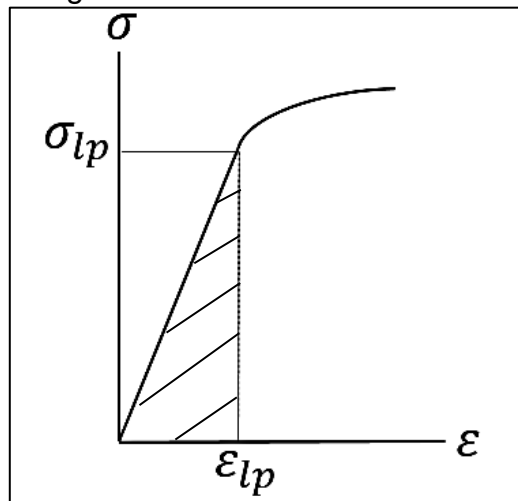
ΔU = Variação da energia interna

ΔV = Variação de volume

2.2.2 Módulo de Resiliência

O módulo de resiliência é estabelecido quando a tensão σ atinge o limite da proporcionalidade, como calculada pela equação 3. Pela região elástica do diagrama tensão-deformação observe que u_r é equivalente à área triangular sombreada sob o diagrama (Figura 3). Fisicamente, resiliência representa a habilidade de um material absorver energia sem sofrer qualquer dano permanente (HIBBELER, 2004).

Figura 3 - Módulo de Resiliência

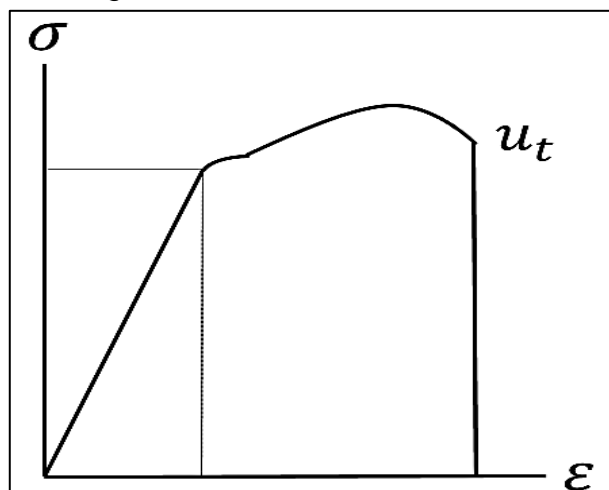


Fonte: Hibbeler (2004)

2.2.3 Módulo de Tenacidade

Esta grandeza representa a densidade da energia de deformação do material imediatamente antes da ruptura. Está representada na Figura 4 como toda a área sob o diagrama tensão-deformação. Essa propriedade é importante quando se projetam elementos que possam ser sobrecarregados acidentalmente (HIBBELER, 2004).

Figura 4 - Módulo de Tenacidade



Fonte: Hibbeler (2004)

2.3 Comportamento Plástico

Para o estudo de absorção de impacto em elementos estruturais, torna-se necessário realizar estudos mais aprofundados na área de deformações plásticas dos materiais. A análise deste tipo de comportamento do material é extremamente

complexa devido ao fato de que diferentes materiais requerem diferentes formas de análise para a sua caracterização.

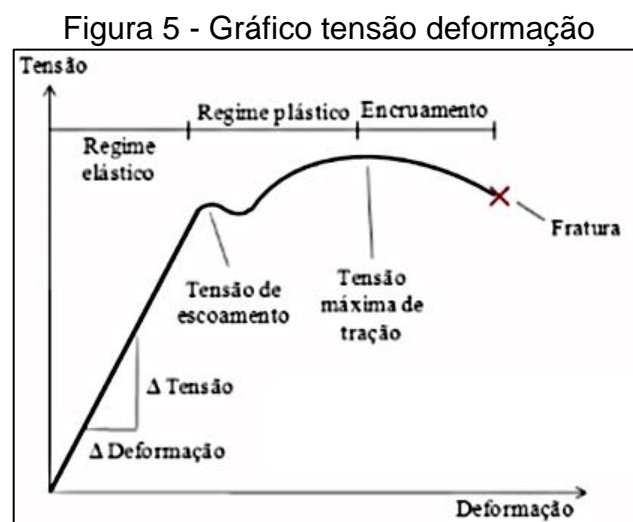
2.3.1 Conceitos básicos de plasticidade

De acordo com a Pockszevnicki (2004) a teoria da plasticidade envolve prover um princípio capaz de descrever o comportamento da relação tensão-deformação para materiais que apresentam uma resposta elasto-plástica quando submetidos a carregamentos externos. Esta resposta pode ser:

- Elástica: quando depois de cessada a carga o corpo não apresenta deformações residuais. As deformações que ocorrem são reversíveis a nível atômico.

- Plástica: quando depois de cessado o carregamento a deformação não se desfaz, sendo, portanto irreversível ou permanente. Essas deformações irreversíveis podem ser plásticas ou viscosas, ocorre a nível cristalino em adição a parcela de deformação elástica.

Esses comportamentos estão apresentados na Figura 5, onde esta discriminada cada região do gráfico e como é o comportamento do material para cada uma destas situações.



Adaptado pelo autor, fonte: Hibbeler (2004)

2.3.2 Leis de Encruamento

O encruamento é caracterizado pelo fato de que para materiais reais, a tensão limite de escoamento do material é dependente de uma medida de tensão

plástica acumulada. Assim a superfície do escoamento pode variar em cada estágio de deformação plástica, pois é dependente da deformação. Tal fenômeno pode ser formulado como mostrado na Equação 4 (POCKZEVNICKI, 2004).

$$f(\sigma, \varepsilon^p, k) = F(\sigma, \varepsilon^p) - k^2(\varepsilon^p) = 0 \quad (4)$$

Onde:

k= Tamanho da superfície de escoamento

F(σ, ε^p) = Define a forma da superfície

2.3.3 Taxa de Deformação

A taxa de deformação ou velocidade de deformação, conhecida como *strain rate*, é definida como a variação da deformação por unidade de tempo conforme definido pela Equação 5 (OSHIRO, 2010).

$$\dot{\varepsilon} = \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} \quad (5)$$

Onde:

$\partial \dot{\varepsilon}$ = Taxa de deformação

∂t = Variação do tempo

É possível relacionar a taxa de deformação com a velocidade do material durante a sua conformação. Considerando a aplicação da Equação 6 observa-se que:

$$\dot{\varepsilon}_x = \frac{\partial \varepsilon_x}{\partial t} = \frac{\partial(\partial u / \partial x)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial u}{\partial t} \right) = \frac{\partial V_x}{\partial x} \quad (6)$$

Onde:

$\dot{\varepsilon}_x$ = Taxa de deformação na direção x

V_x = Velocidade de deformação

Desta mesma forma as velocidades de deformação do material podem ser calculadas em qualquer ponto dentro da região sob deformação. Nestes casos, sabendo-se a velocidade, é possível calcular a taxa de deformação e correlacioná-la com a resposta mecânica do material. Pela lei da constância dos volumes a soma das três velocidades é igual à zero, e a soma das três deformações também igual à zero (Equação 7).

$$\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z = 0 \quad (7)$$

Onde:

$\dot{\varepsilon}_y$ = Taxa de deformação na direção y

$\dot{\varepsilon}_z$ = Taxa de deformação na direção z

2.3.4 Princípios do Dano

A descrição da forma que evoluirá um dano nem sempre é de fácil distinção, pois sua evolução de um estado virgem do material até o início macroscópico de uma trinca acontece acompanhada de outros mecanismos de deformação. A análise do dano pode ser estudada em três níveis segundo sua forma de deterioração do material.

- Nível microescala: o acúmulo de micro tensões na vizinhança de defeitos ou na interface; a ruptura de ligações; aumento plástico das microcavidades;

- Nível de mesoescala: elemento representativo de volume, isto é, crescimento e coalescência de microtrincas ou microvazios que juntos iniciam uma trinca.

- Nível de macroescala: ocorre o crescimento de uma trinca, usualmente estudado na mecânica da fratura (POCKSZEVNICKI, 2004).

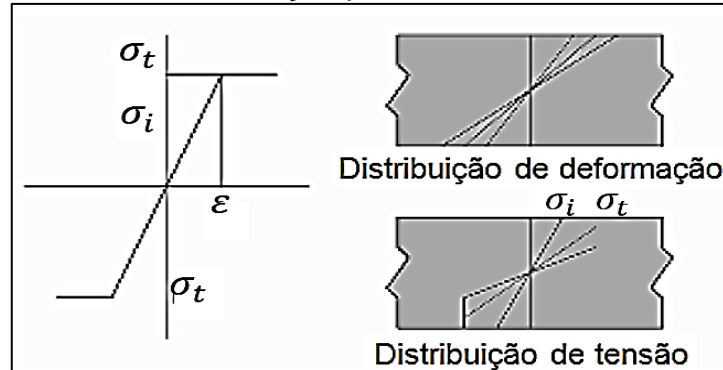
2.3.5 Rótula Plástica

Segundo Bonatto (2007), um material elasto-plástico ideal pode ser mostrado na figura 5. Este é apresentado na forma de distribuição de tensões e se altera com o aumento da carga externa de flexão. Até o momento M_E , de começo de escoamento, a distribuição é linear e prontamente todo o material estará em regime elástico. Quando atingindo M_E pela primeira vez a tensão limite de escoamento é atingida na parte crítica. Tendo qualquer aumento na flexão, ocorre necessariamente uma plastificação, que tem início nas fibras externas do material entrando para a parte interna de acordo com o aumento da carga aplicada. Como o material é considerado elasto-plástico ideal, a distribuição de tensões é estável na zona plastificada, logo qualquer aumento de carga só poderá ser equilibrado com o aumento da zona plastificada, fazendo com que este penetre mais no material.

A situação limite ocorre quando toda a seção atinge o limite de escoamento e logo a barra não pode resistir mais a qualquer acréscimo de carga, nesta situação o movimento aplicado atinge o momento de plastificação, que é o limite que a peça

pode suportar, portanto não existe mais material elástico que possa ter sua tensão elevada para estabilizar um aumento de carga conforme Figura 6.

Figura 6 - Tensão de Deformação para um Material Elasto-Plástico Ideal

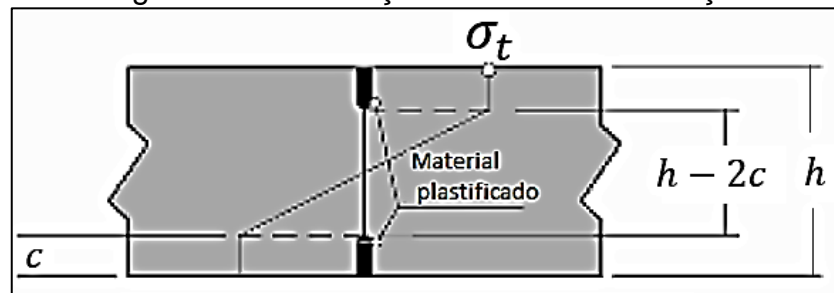


Fonte: Bonatto (2007)

2.3.6 Flexão com Plastificação da Seção Parcial

Tendo um material elastoplástico ideal, a distribuição de tensões para uma seção parcialmente plastificada pode ser representada pela Figura 7. A região plastificada do material penetra uma profundidade “c”, onde a tensão constante é igual à de escoamento, no núcleo ainda elástico, a tensão possui uma distribuição linear, desde zero até a linha neutra, até a tensão de escoamento na interface elasto-plástica (BONATTO, 2007).

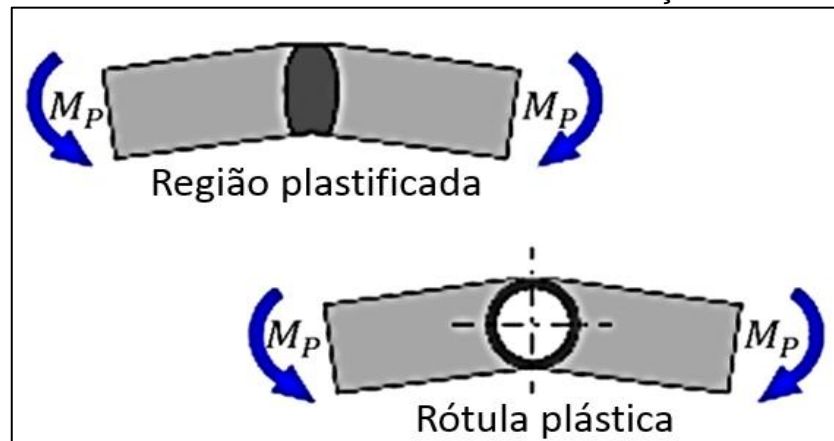
Figura 7 - Plastificação Parcial de uma Seção



Fonte: Bonatto (2007)

A Figura 8 mostra que conforme M supera M_E , e tem uma aproximação de M_P , as deformações e os deslocamentos passam a aumentar mais rápido que no caso elástico e a seção não tem como suportar mais acréscimos de carga. Assim a viga atua como uma rótula na parte escoada, dobrando sobre atuação do momento M_P .

Figura 8 - Rótula Plástica de Barra Flexionada Sob Ação de um Momento



Fonte: Bonatto (2007)

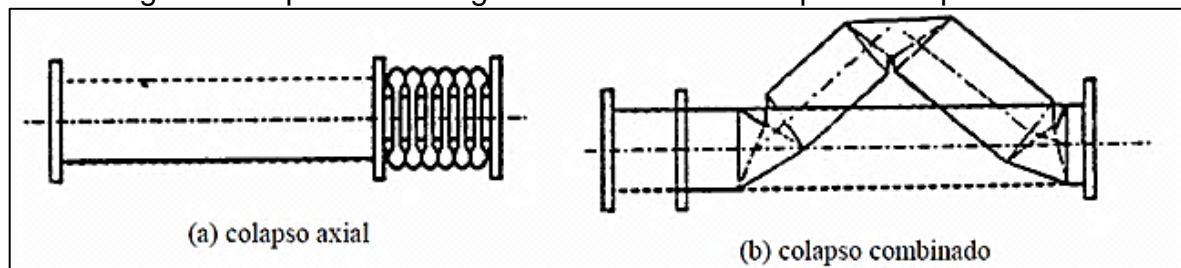
2.4 ELEMENTOS ESTRUTURAIS

Segundo Sanchez (2001), numa colisão a maior parte da energia resultante do impacto é absorvida por elementos tipo coluna (similares) e suas juntas. Estes que são comuns em estruturas de aeronaves, automóveis, ônibus, helicópteros, navios e plataformas petrolíferas.

2.4.1 Colunas

O colapso de colunas devido a forças de compressão e momentos ocorre principalmente de duas formas, colapso axial e dobramento (combinado). Em colisões veiculares onde a geometria das colunas e condições de contorno são complexas, o colapso geralmente ocorre pela combinação de ambas as formas e frequentemente não se repetem da mesma forma conforme Figura 9.

Figura 9 - Tipos de Carregamentos Dominantes para Componentes.



Fonte: Sanchez (2001)

2.4.2 Juntas

De acordo com Sanchez (2001), colapso de juntas é mais frequente que o de vigas e de esquadrias, e é influenciado diretamente pela forma como estas são

manufaturadas. Uniões que interligam uma estrutura, se fracas, podem reduzir drasticamente a resistência a choque da mesma se comparado com a capacidade nominal de segmento do tipo de viga que as compõem.

Os principais problemas de projeto ou manufatura ocorrem principalmente pelas seguintes razões:

- Concentração de tensões que causam separação de material em pontos de solda, rebites, furos, soldas fracas, etc.;
- Concentração de deformação que causam também separação de material. (exemplo: em regiões afetadas por calor próximas de solda em aços de alta resistência);
- Concentração de deformações que causam também separação de materiais (ex.: em regiões afetadas pelo calor próximas de soldas em aços de alta resistência);
 - Instabilidade elasto-plástica;
 - Separação das superfícies ligadas;
 - Outras formas de falhas associadas com componentes compósitos.

2.4.3 Vigas

Falhas em vigas ocorrem primeiramente pelas seguintes razões (SANCHEZ, 2001):

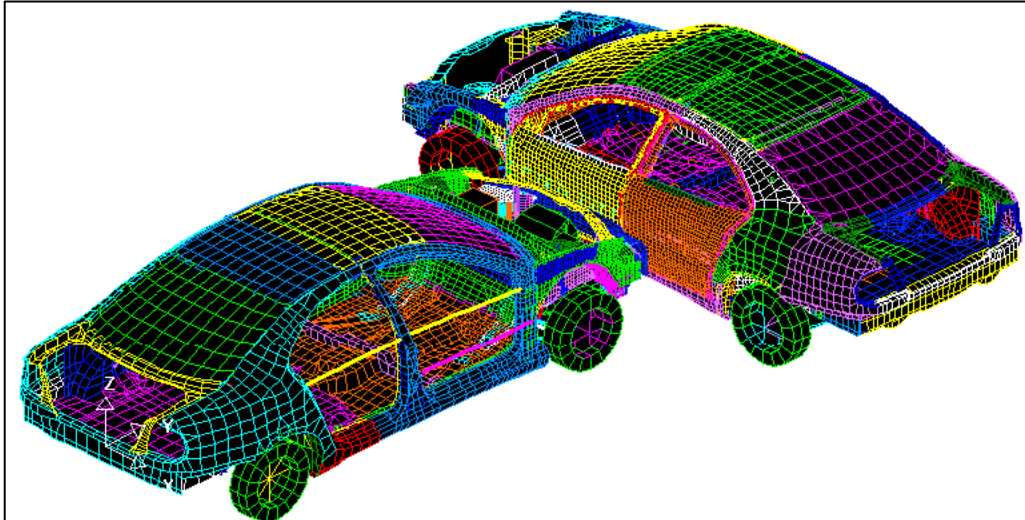
- Instabilidade elasto-plástica (mais frequente), a qual pode ser causada por efeitos locais tais como desenhos de junta, bolhas, etc.
- Flambagem total;
- Flambagem local;
- Concentração de tensões e deformações de materiais compósitos.

2.5 ESTUDO DOS ELEMENTOS FINITOS

As ideias e teorias que deram origem ao que hoje se conhece como métodos dos elementos finitos surgiram no início do século XX. No âmbito da engenharia de estruturas, este método tem como objetivo a determinação do estado de tensão e deformação de um sólido de geometria arbitrária sujeito a ações exteriores.

O MEF teve grande evolução nos últimos anos devido à evolução paralela da computação, um melhor entendimento da plasticidade de chapas metálicas e o surgimento de novos materiais. Ele é utilizado extensivamente em análises de tensões, deformações, vibrações, condução de calor, problemas lineares e não lineares (AZEVEDO, 2003). Um exemplo é apresentado na Figura 10.

Figura 10 - Modelo de Elementos Finitos para Análise de Colisão de Veículos



Fonte: Azevedo (2003)

2.5.1 Introdução ao método dos elementos finitos

Segundo Azevedo (2003), a formulação do MEF requer a existência de uma equação integral, de modo que seja possível substituir a integral sobre um domínio complexo (de volume V) por um somatório de integrais estendidos a subdomínios de geometria simples (de volume V_i). Esta técnica é ilustrada com o seguinte exemplo, que corresponde ao integral de volume de uma função f (Equação 8).

$$\int_V f dV = \sum_{i=1}^n \int_{V_i} f dV \quad (8)$$

Onde:

V = Volume

Na Equação 9 pressupõe-se que:

$$V = \sum_{i=1}^n V_i \quad (9)$$

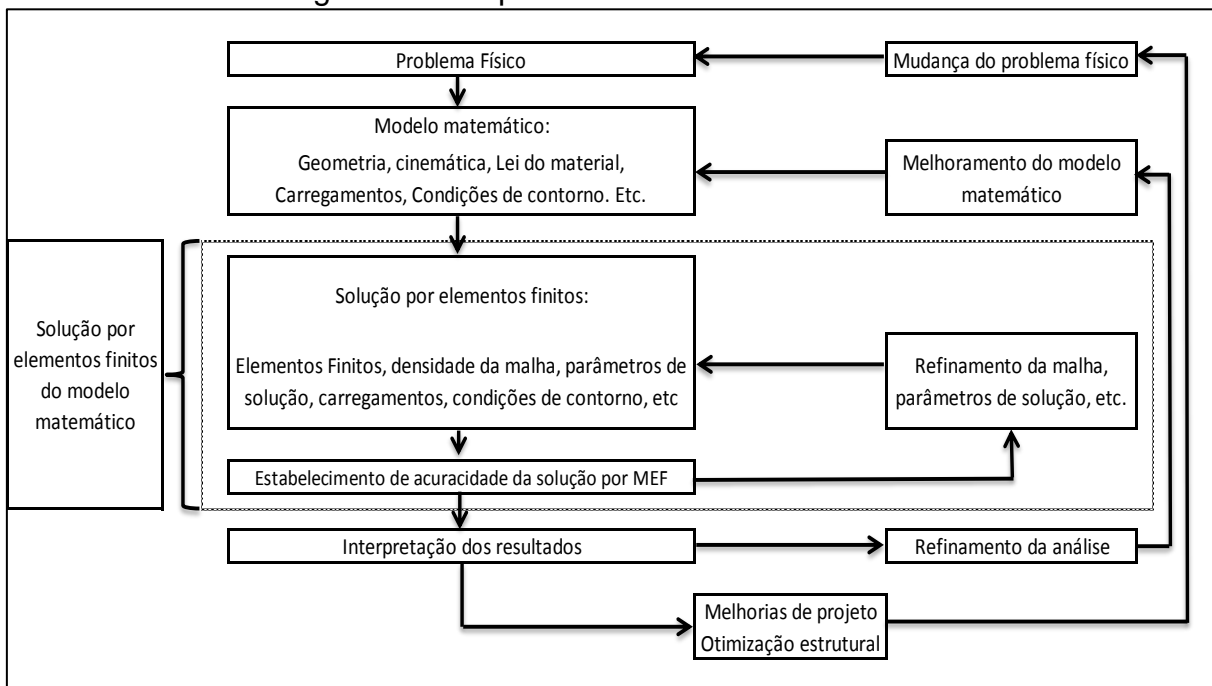
Onde:

V_i = Subdomínios de geometria simples

Se for possível calcular todas as integrais estendidas aos subdomínios V_i , basta efetuar o somatório correspondente ao segundo membro da Equação 9 para obter a integral estendida a todo o domínio. Cada subdomínio V_i corresponde a um elemento finito de geometria simples (segmento de reta, triângulo, quadrilátero, tetraedro, paralelepípedo). O somatório indicado na Equação 9 vai dar origem à operação designada assemblagem, que apresenta muitas semelhanças com a que é efetuada nas estruturas reticuladas (AZEVEDO, 2003).

De acordo com Bathe (1996), o método de elementos finitos é utilizado para resolver problemas físicos. A idealização do problema físico a um modelo matemático requer certos pressupostos, estes que, juntos levam as equações diferenciais que regem o modelo matemático conforme apresentado na Figura 11.

Figura 11 - Etapas do Processo de Elementos Finitos



Adaptado pelo autor, fonte: Bathe (1996)

2.5.2 Formulação do método de elementos finitos

De acordo com Bathe (1996), o método de elementos finitos pode ser considerado como uma extensão da análise de uma estrutura com vigas e treliças, e por isso é importante rever estes conceitos para avaliar este processo. Os passos básicos para realizar uma análise utilizando o método dos deslocamentos são os seguintes:

- Idealizar a estrutura total, como um conjunto de elementos de viga e treliça que estão interligados;
- Formular as equações de equilíbrio correspondente aos deslocamentos desconhecidos e resolver estas equações;
- Com os deslocamentos de viga e treliça calculados, calcular a distribuição de tensões no elemento interno.
- Interpretar, baseado nas condições adotadas, os deslocamentos e tensões previstos pelas soluções.

Na prática o passo mais importante é realizar a descrição mais aproximada possível do problema, e fazer a correta interpretação dos resultados.

2.5.3 Análise estática e dinâmica

Este trabalho tem o enfoque em estudar elementos finitos em análises dinâmicas, sendo assim a análise estática será abordada numa forma mais superficial nesta revisão.

2.5.3.1 Análise Estática

De acordo com Bathe (1996), a equação base para calcularmos estruturas sólidas em análise estática esta apresentada abaixo (Equação 10).

$$KU = R \quad (10)$$

Onde:

K = Matriz rigidez

U = Vetor deslocamento

R = Vetor de carga

2.5.3.2 Análise dinâmica não linear

Segundo Sanchez (2001), uma característica que deve ser levada em consideração quando se propõe realizar simulações que envolvem colisões é o comportamento não linear do fenômeno. A não linearidade ocorre por diversos fatores (plasticidade, grandes deslocamentos, grandes rotações, deformações não infinitesimais e os efeitos derivados do contato e atrito entre as chapas), as quais podem ser agrupadas em três categorias:

- Não linearidade geométrica;
- Não linearidade do material;

- Mudanças de status (contato).

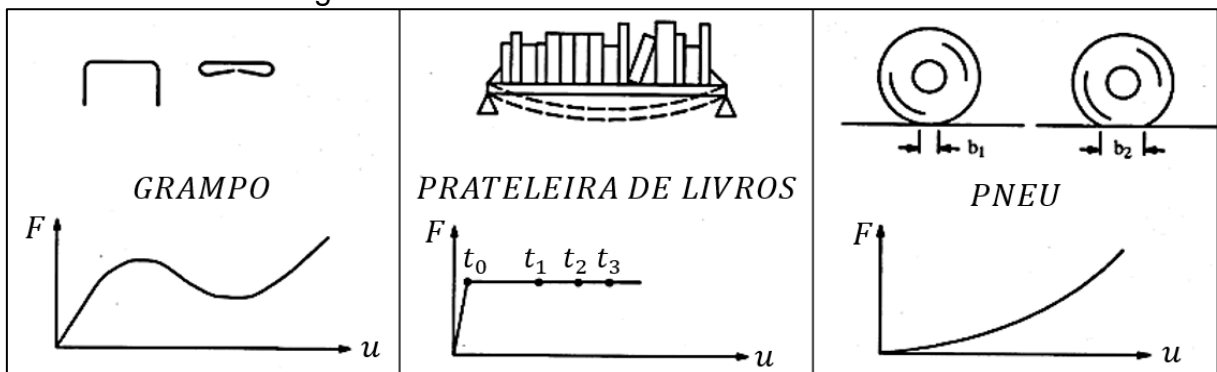
Este fenômeno pode ser observado quando grampeamos papéis, o metal do grampo sempre se dobra de diferentes formas, ou se sobrecarregarmos uma prateleira, com o passar do tempo irá cedendo, ou ainda, se for adicionado peso a um carro, o contato superficial entre os pneus e o pavimento muda de acordo com o carregamento (Figura 12).

A não linearidade torna o processo tão complexo que requer o auxílio de sofisticados algoritmos numérico e de poderosos recursos computacionais para obter sua solução.

Bathe (1996) atribui o comportamento não linear a três causas principalmente:

- Comportamento não linear do tipo cinemático devido a grandes deslocamentos, rotações e deformações que ocorrem no processo.
- Comportamento não linear constitutivo, devido ao caráter inelástico (plástico, viscoplástico, degradação) que caracteriza a deformação do material.
- Caráter não linear das condições de contorno devido à iteração (contato e atrito) produzida entre os sólidos que atuam no processo ao longo de uma superfície de contato que não é conhecida inicialmente e que varia ao longo do processo.

Figura 12 - Análises Dinâmicas Não Lineares



Adaptado pelo Autor, Fonte: Sanchez (2007)

Bathe (1996), diz que a equação de equilíbrio que rege a resposta dinâmica de um sistema para o método de elementos finitos é expressa pela Equação 11.

$$M\ddot{U} + C\dot{U} + KU = R \quad (11)$$

Onde:

M = Massa

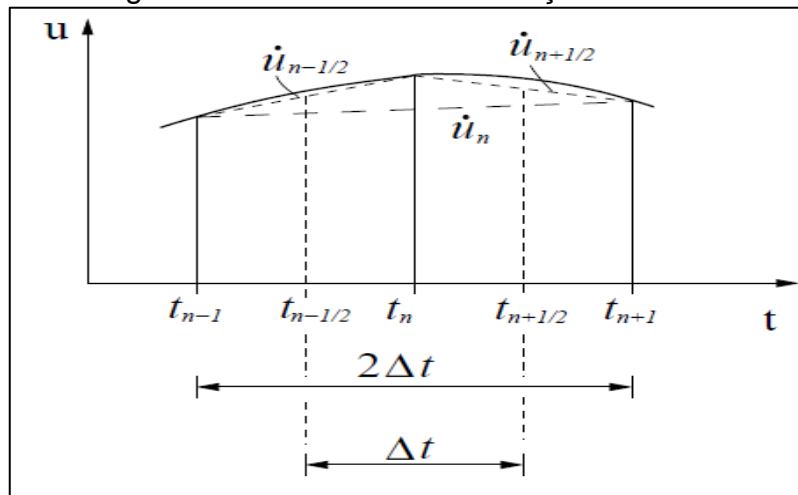
C = Amortecimento

K = Matriz rigidez
 U = Vetor deslocamento
 \dot{U} = Vetor velocidade
 \ddot{U} = Vetor aceleração

2.5.3.3 Método da Diferença Central

O método mais utilizado para integração explícita no tempo para análises dinâmicas não lineares é o método da diferença central, onde a relação de equilíbrio (10) é considerada como um sistema ordinário de equações diferenciais com coeficientes constantes, e que pode aproximar os valores de aceleração e velocidades em termos do deslocamento. O método das diferenças centrais (Figura 13) é empregado para solucionar este tipo de equações (BATHE, 1996).

Figura 13 - Método das Diferenças Centrais



Fonte: LS-DYNA Notes (2009)

Neste método a velocidade e aceleração são descritas respectivamente pelas equações 12 e 13.

- Velocidade:

$$\dot{U} = \frac{1}{2\Delta t} (U_{n+1/2} - U_{n-1/2}) \quad (12)$$

- Aceleração:

$$\ddot{U} = \frac{1}{(\Delta t)^2} (U_{n+1} - 2U_n + U_{n-1}) \quad (13)$$

A equação do equilíbrio no tempo t_n é (14):

$$M\ddot{U}_n + C\dot{U}_n + KU_n = P_n \quad (14)$$

Substituindo (12) e (13) em (14) temos (Equação 15):

$$\left(M + \frac{1}{2}\Delta t C\right) U_{n+1} = \Delta t^2 P_n - (\Delta t^2 K - 2M)U_n - \left(M - \frac{\Delta t}{2}C\right) U_{n-1} \quad (15)$$

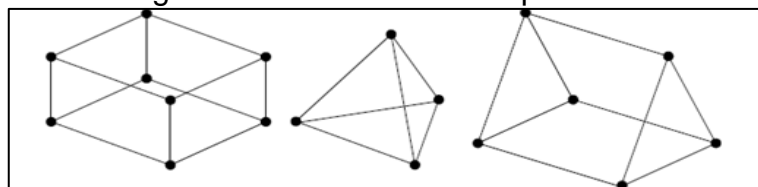
2.5.4 Tipos de Elementos

Atualmente os principais *softwares* de elementos finitos utilizam três tipos de elementos para realização de suas análises. Como o foco deste trabalho pretende utilizar elementos do tipo casca para suas análises os outros serão abordados apenas de uma forma superficial.

2.5.4.1 Elemento Tipo Sólido

Para Sousa (2011), os elementos sólidos geralmente são utilizados em estruturas com geometria complexa, onde as análises são do tipo tensão e deslocamento. Conforme mostrado na Figura 14, este tipo de elemento pode ser do tipo prismático com forma triangular ou hexaédricos. Existem também sólidos tetraédricos. Todos estes elementos, assim como os de casca, podem ser de primeira, de segunda ou de terceira ordem.

Figura 14 - Elementos do Tipo Sólido

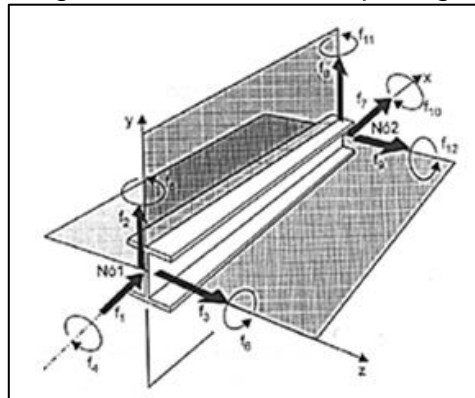


Fonte: LS-DYNA Notes (2009)

2.5.4.2 Elemento Tipo Viga

Segundo Schweder (2007), a partir da resistência dos materiais, sabemos que uma viga consiste de uma barra reta, de comprimento muito maior que as dimensões de sua seção transversal, e que pode transmitir, além de forças axiais, momentos fletores nos planos que contém seus dois eixos principais do plano da seção transversal da viga, forças cortantes nos mesmos planos de ação dos momentos fletores, e momentos torçores em relação ao eixo dos centros de torção da viga, como representa a Figura 15.

Figura 15 - Elemento Tipo Viga



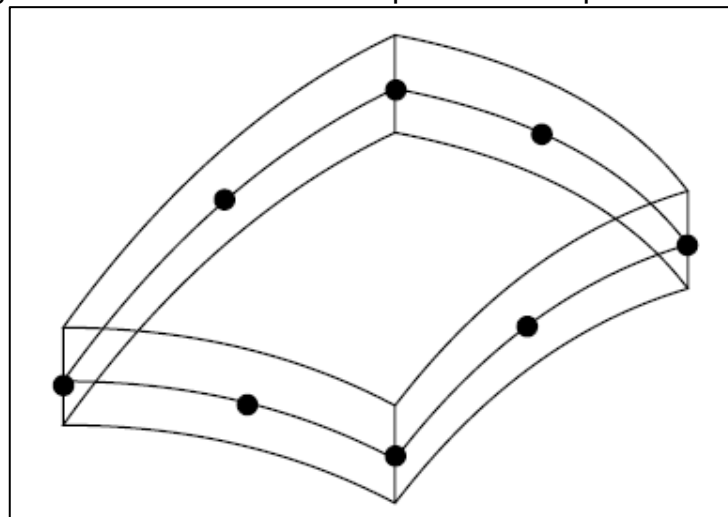
Fonte: Schweder (2007)

2.5.4.3 Elemento Tipo Casca

Casca é um sólido que se caracteriza por uma dimensão denominada espessura, muito menor do que as dimensões de sua superfície média, sólido este submetido a efeitos de flexão e de membrana. O efeito de membrana se refere à deformação da superfície média da casca nesta mesma superfície.

No software LS-DYNA os elementos de casca incluem membrana, flexão e deformação de cisalhamento. A formulação Belytschko-Tsay padrão é a mais utilizada, devido a sua velocidade de processamento se comparada aos outros métodos de casca. O plano de estresse por sub-rotinas constitutivas tridimensionais é implementado para os elementos de casca, estes que atualizam o tensor tal modo que o estresse componente normal à superfície da casca é zero (Figura 16) (LS-DYNA Notes, 2009).

Figura 16 - Nós do elemento tipo casca - superfície média



Fonte: Petyt (2010)

Através da espessura, as direções de cada nó são normais à superfície do elemento, porém estas estão rotacionadas aos nódulos. Os esforços acontecem de forma linear na espessura. Dois pontos de integração são suficientes para materiais elásticos lineares, ao passo que são necessários mais pontos para materiais não lineares (LS-DYNA Notes, 2009).

Segundo Petyt (2010), quando utilizamos deformação de superfície média de casca, as deformações normais que apontam para o centro da superfície permanecem em linha reta durante a deformação. Com base na Figura 17, que representa um nó i , o vetor da espessura-direção é dado pela Equação 16.

$$\vec{V}_{3i} = h_i \begin{Bmatrix} l_{3i} \\ m_{3i} \\ n_{3i} \end{Bmatrix} \quad (16)$$

Onde:

h_i = espessura

l_{3i} = cosseno da direção x

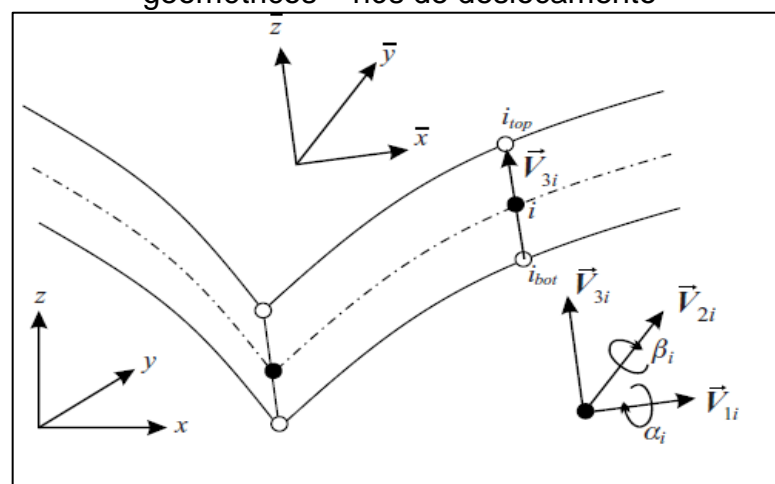
m_{3i} = cosseno da direção y

n_{3i} = cosseno da direção z

Os graus de liberdade em cada nó da superfície média são três deslocamentos (u, v, w) nas direções dos eixos globais (x, y, z) e duas rotações α e β sobre V_{1i} e V_{2i} respectivamente. Esses dois vetores são perpendiculares a V_{3i} e entre ele. Ambos são tangentes ao elemento de casca média no nó i . A fim de especificar uma direção, V_{1i} é considerado sendo normal para ambos V_{3i} e a direção y . Esta relação está apresentada na equação 17 (PETYT, 2010).

$$\vec{V}_{1i} = \vec{V}_j \wedge \vec{V}_{3i} \quad (17)$$

Figura 17 - Coordenadas locais e globais para elementos de casca - nós geométricos – nós de deslocamento



Fonte: Petyt (2010)

2.5.5 Software ANSYS-LS Dyna

O *software* de elementos finitos ANSYS-LS Dyna tem como objetivo final recriar matematicamente o comportamento de um sistema de engenharia real. Em outras palavras, a análise deve ser feita num modelo matemático idêntico a de um protótipo físico. No sentido mais amplo, este modelo é composto por todos os nós, elementos, propriedades dos materiais, constantes reais, condições de contorno e outros recursos que são usados para representar o sistema físico.

Na terminologia do ANSYS, a geração do modelo geralmente assume o sentido mais restrito de gerar os nós e elementos que representam o volume espacial e conectividade do sistema real. Assim, a geração de modelo nesta discussão vai significar o processo de definição da configuração geométrica de nós e elementos do modelo. O programa ANSYS oferece as seguintes abordagens:

- Criação de um modelo sólido dentro ANSYS.
- Usando geração direta.
- A importação de um modelo criado em um *computer-aided design* do sistema (CAD).

Este trabalho utilizará este *software* para realizar as análises de colisão frontal contra uma barreira rígida (ANSYS, 2004).

3 OBJETO DE ESTUDO

Este trabalho tem como intuito analisar o conceito da estrutura atual de uma carroceria de ônibus e compará-lo com uma proposta que objetiva melhorar a absorção de impacto frontal. Será verificada como a estrutura do ônibus se comporta quando submetida a uma colisão contra uma parede rígida. Esta condição extrema é uma das formas de avaliar a estrutura frontal de uma carroceria, onde a rigidez da estrutura desempenha um papel crucial para a absorção de energia.

Os resultados destas análises são de grande importância para a empresa, pois representam o interesse da mesma em desenvolver produtos mais confiáveis, eficientes e seguros estruturalmente, sendo isso um diferencial de mercado. Para efetivar a comparação deste novo conceito, o modelo atual e o proposto serão submetidos a análises teóricas em elementos finitos.

A carroceria estudada será o veículo Paradiso 1200, produto que tem como objetivo fazer o transporte de passageiros, transita em rodovias intermunicipais e interestaduais (Figura 18).

Figura 18 - Ônibus Paradiso 1200



Fonte: Marcopolo (2014).

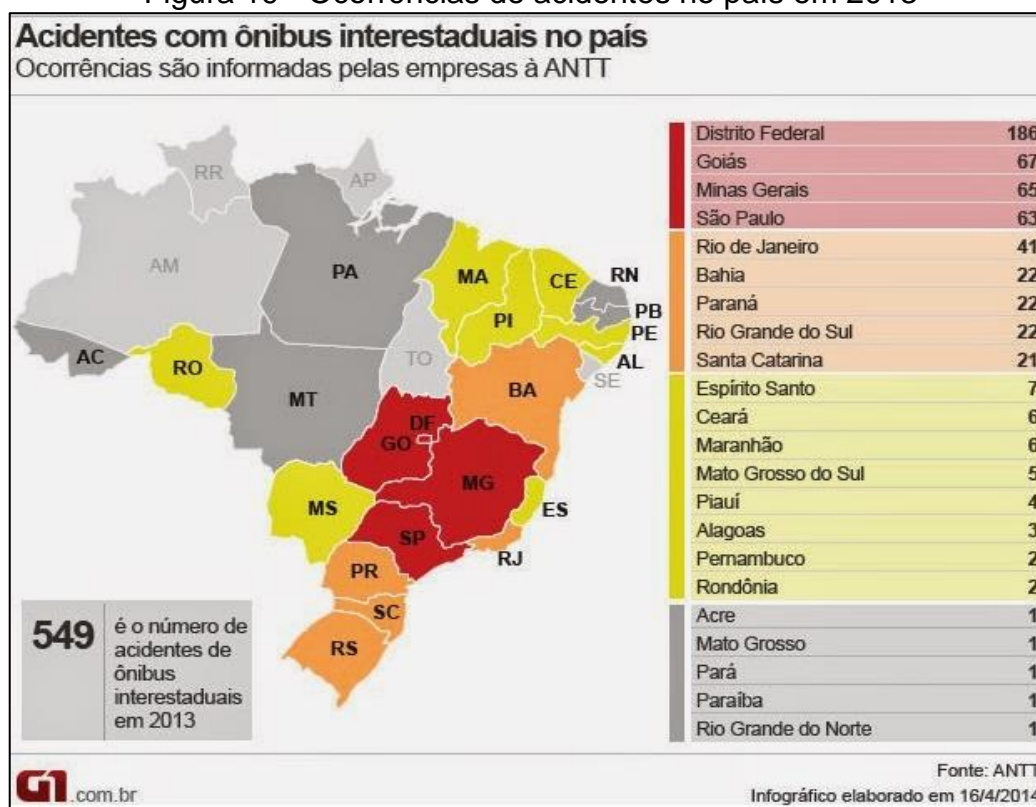
O motivo que leva este estudo a ser desenvolvido é o fato da resolução de lei vigente no Brasil não garantir a segurança dos usuários de ônibus quando este for submetido a uma colisão frontal, pois a energia a ser absorvida pela estrutura exigida por norma é muito inferior a energia que acontece em situações reais.

3.1 Relevância do tema

Através de avaliações de danos causados às estruturas de ônibus interurbanos envolvidos em acidentes rodoviários, e o número de mortos e feridos, pode-se de forma qualitativa transmitir uma ideia do comportamento das estruturas de ônibus quando submetidos a um impacto frontal.

Segundo levantamento feito pelo *site* G1 (16/04/2013) a cada 16 horas é registrado uma acidente envolvendo um ônibus nas rodovias do país. Este levantamento foi feito pelo G1 com base nos dados da Agência Nacional de Transportes Terrestres (ANTT). Foram registrados 549 acidentes no ano passado, um aumento de quase 15% em relação a 2012, quando houve 480 registros (Figura 19).

Figura 19 - Ocorrências de acidentes no país em 2013



Fonte: G1 (16/04/2014)

O jornal online *Tá na Cidade* (30/04/2009) relatou o caso de uma colisão frontal entre um ônibus e um caminhão, neste evento seis pessoas morreram e 42 ficaram feridas (Figura 20).

Figura 20 - Colisão entre ônibus e caminhão



Fonte: www.tanacidade.com (30/04/2009)

O jornal *Estado de São Paulo* (22/01/2006) relatou um dos acidentes mais graves já acontecidos no país, onde “32 pessoas morreram e 21 ficaram feridas, os dois veículos colidiram frontalmente num trecho conhecido como corredor da morte. O choque foi tão violento que um dos ônibus entrou até a metade do outro veículo. Todos os passageiros que estavam na primeira metade morreram. Com a batida, as poltronas foram jogadas para frente, prensando os passageiros. Todos os feridos tiveram fraturas pelo corpo”. Figura 21 mostra a estrutura do ônibus após o acidente.

Figura 21 - Acidente na Avenida Raposo Tavares



Fonte: Jornal Estado de São Paulo (2006)

Segundo Agenor (2010), a região frontal do ônibus é responsável pela absorção da energia de impacto de estruturas de carroceria de ônibus interurbano, como pode-se concluir pela observação do que acontece em acidentes com ônibus rodoviários onde ocorre a situação de impacto frontal.

Também pode ser observado que a falha é sempre localizada, ou seja, na região frontal do ônibus, não ocorrendo um colapso global. Dessa forma pode-se trabalhar avaliando o desempenho da região frontal deste veículo (Figura 22).

Figura 22 - Colisões frontais envolvendo região frontal do ônibus



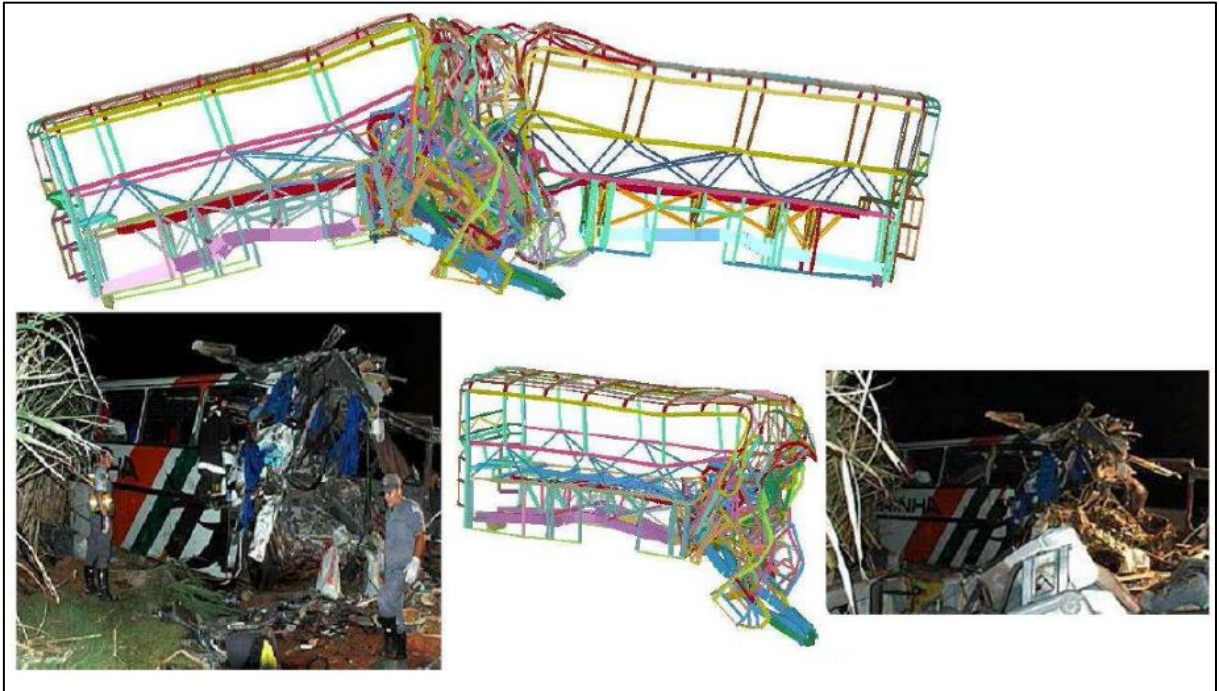
Fonte: Agenor (2010)

3.1.1 Tipos de acidentes

Atualmente no Brasil duas situações representam os casos mais comuns de acidentes graves envolvendo carrocerias de ônibus. Existem diversos fatores que influenciam colisões frontais, como imprudência e ultrapassagens em lugares indevidos, porém, além disso as estradas brasileiras propiciam este tipo de situação, sendo que grande parte do tráfego deste tipo de veículo ocorre em pistas simples.

A colisão frontal total é caracterizada por toda a frente do veículo colidir com outro objeto, conforme está apresentado na Figura 23.

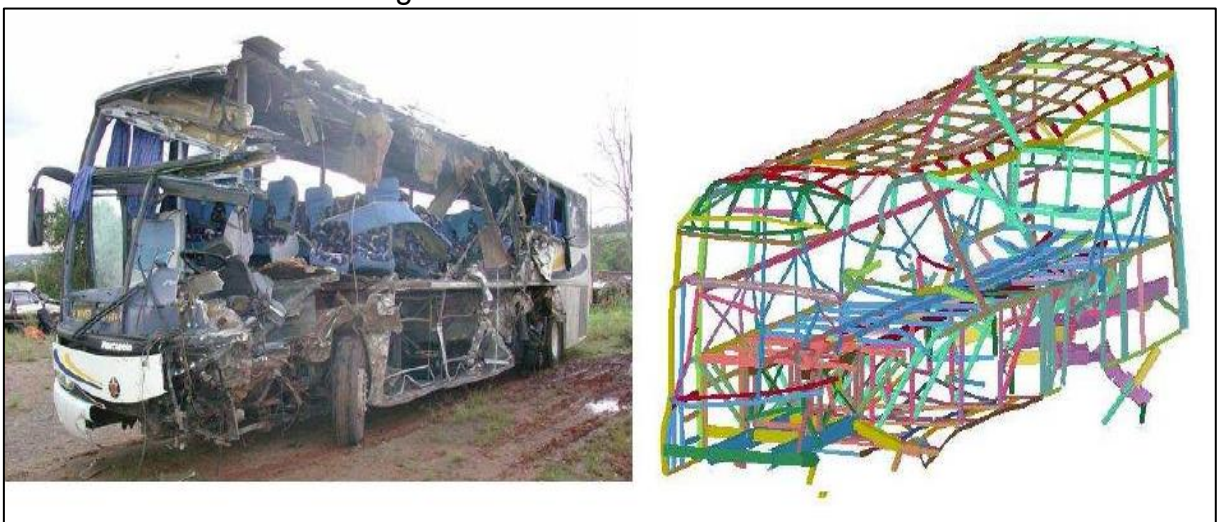
Figura 23 - Impacto frontal - Acidente Raposo Tavares



Fonte: Agenor (2010)

Outro efeito também muito comum nas rodovias brasileiras é a colisão denominada de “abridor de latas”, esta que envolve apenas parcialmente a frente do veículo (Figura 24).

Figura 24 - Efeito abridor de latas



Fonte: Agenor (2010)

Hoje é obrigatório que todas as carrocerias de ônibus atendam a norma CONTRAN 316/09, onde encontra-se em um de seus apêndices o ensaio do pêndulo. Esta seção da norma tem por objetivo avaliar a estrutura frontal do veículo,

e seu ensaio consiste em colidir um pêndulo no módulo frontal da carroceria. É exigido por ela que após a colisão deste pêndulo na região frontal da carroceria a estrutura da mesma não apresente uma deformação plástica superior a 200 milímetros.

3.2 Materiais

Neste capítulo serão apresentados todos os procedimentos experimentais realizados como ensaio dos materiais e teste do pêndulo experimental.

3.2.1 Ensaio dos materiais

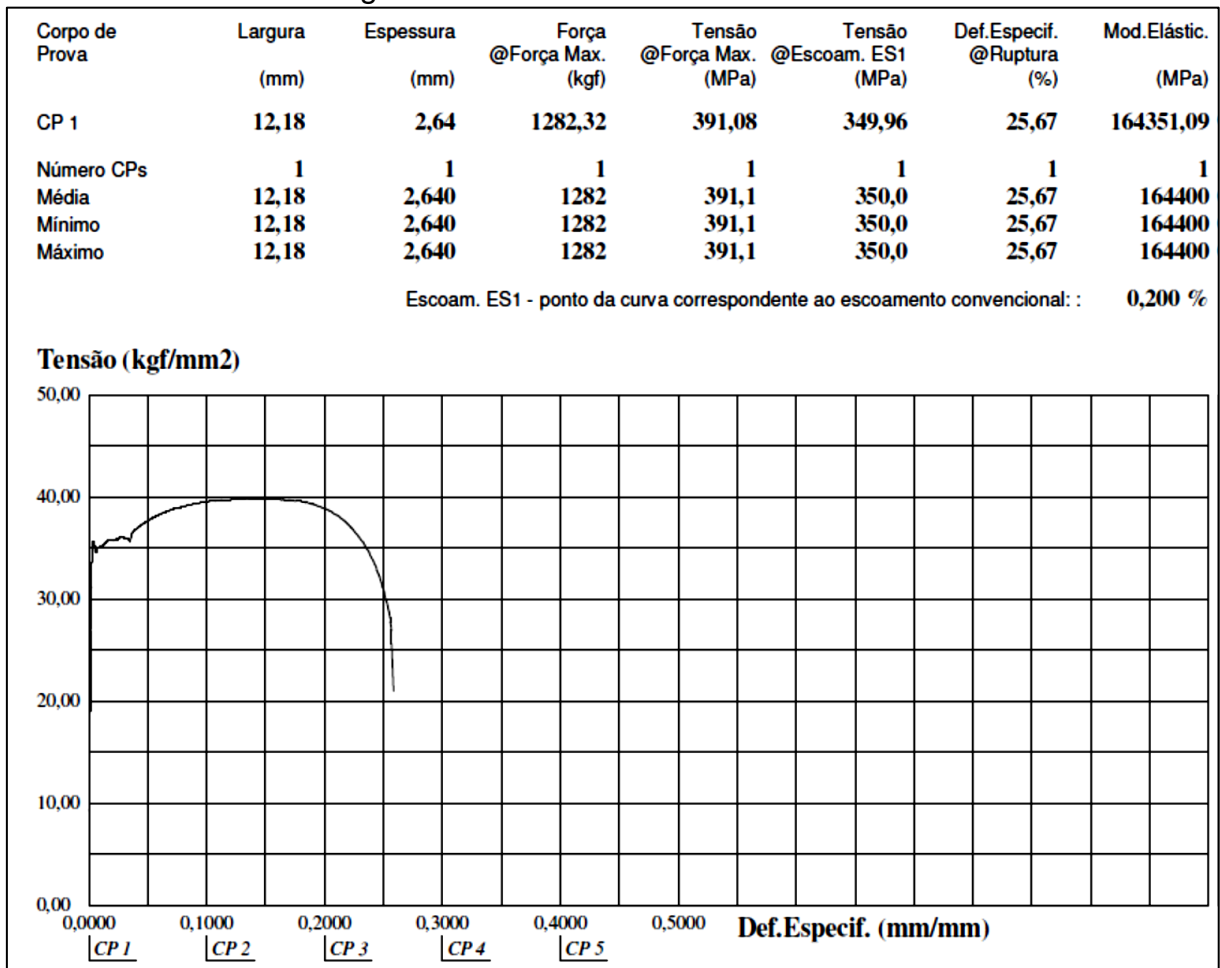
Para realizar uma análise mais similar o possível com a realidade é de fundamental importância fazer ensaios experimentais a fim de obter as propriedades mecânicas dos materiais. Desta forma, ensaios de tração em corpos de prova padronizados conforme norma ASTM E 8 foram feitos, com o intuito de obter as curvas tensão/deformação dos mesmos assim obtendo suas propriedades mecânicas. O material ensaiado será o ZAR 230 (Figura 25). Os ensaios foram realizados nos laboratórios da Marcopolo numa máquina universal de ensaios de marca Emic DL10000, registrada com código interno Marcopolo ME001, com sua última calibração realizada em 26/09/2013.

Figura 25 - Ensaio de tração dos materiais



Fonte: Autor (2014)

Figura 26 - Curva do material ZAR 230



Fonte: Autor (2014)

O material ZAR 230 possui um limite de escoamento mínimo de 230 MPa, porém através de ensaios realizados nos laboratórios da Marcopolo, os resultados obtidos foram de 350 MPa.

Em carrocerias de ônibus são empregados materiais de alta resistência mecânica e baixa liga, sendo constituídos por um grupo específico de aços com composição química desenvolvida para alcançar certas especificações de propriedades mecânicas, em especial seu limite de escoamento. Aços estes que são conhecidos pela sigla ARBL que apresentam boa conformabilidade, ductilidade, soldabilidade e são superiores a aços carbono convencionais quando comparada a sua tenacidade e resistência mecânica. Segundo norma SAE J2340 estes aços são classificados através de seu limite de escoamento que varia de 300 a 900 MPa. O ensaio de tração está apresentado na Figura 26.

3.2.2 Teste do pêndulo experimental

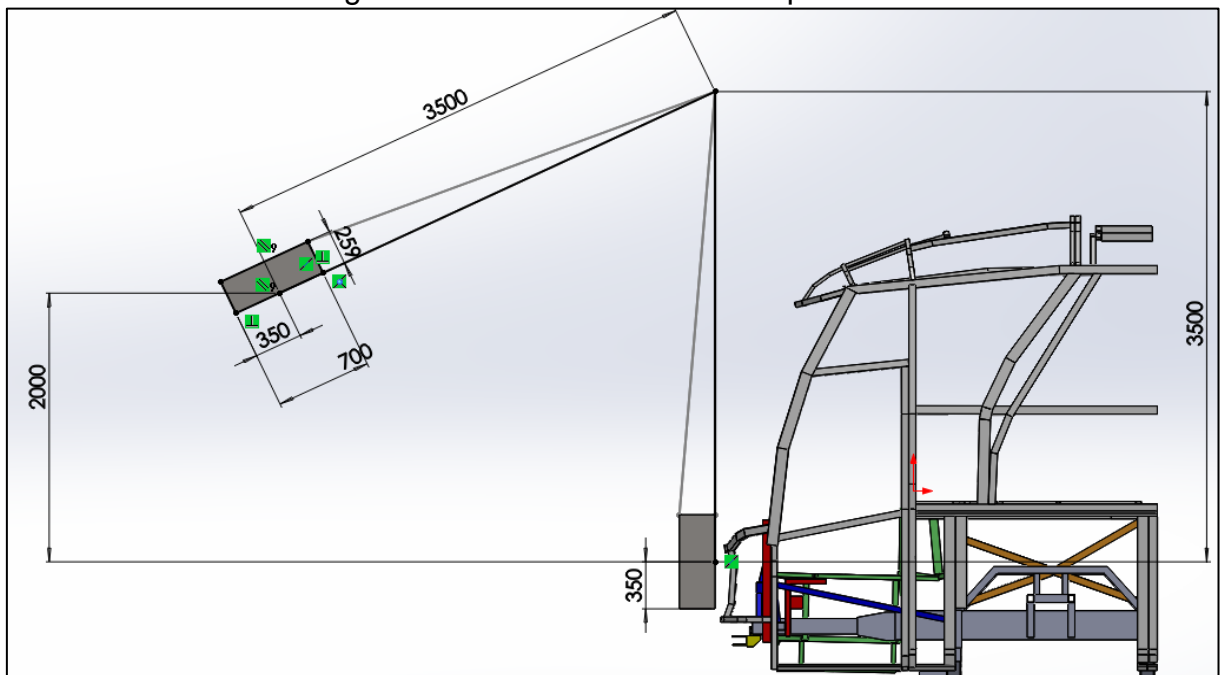
O experimento envolvendo o pêndulo é normatizado pela CONTRAN 316/09, e segundo a norma nenhum ponto da estrutura frontal do veículo pode sofrer deformações plásticas longitudinais superiores a 200 mm quando este for realizado.

O mesmo consiste em elevar uma massa em sua trajetória normal de pêndulo a uma altura de 2000 mm acima do ponto de impacto e deixar cair livremente, impactando perpendicularmente à face frontal do veículo. O ensaio deve ser composto por um pêndulo de dimensões 700 mm x 700 mm com massa de 1000 Kg, e seu fator de atrito deve ser o menor possível.

A estrutura da carroceria para os veículos com chassi independente deverá ser fixada ao chassi através de seus componentes originais da base, e o chassi fixo ao módulo de ensaio.

O corpo do pêndulo deve estar firmemente ligado a duas barras rígidas, seu comprimento desde o ponto de articulação até o centro de massa do martelo deve ser de 3500 a 4500 mm. A Figura 27 apresenta um modelo esquemático de como deve ser montado o experimento para obter a sua validação.

Figura 27 - Modelo do ensaio do pêndulo



Fonte: Autor (2014)

A Figura 28 apresenta o experimento que foi realizado na Marcopolo no ano de 2014, onde para o posicionamento da massa foram utilizados dois caminhões

guincho, um para suspender o pêndulo e outro para posicioná-lo na altura determinada. Para liberar o pêndulo, um dispositivo pneumático foi instalado no gancho para que a massa possa ser liberada a distância, desta forma o pêndulo consegue seguir livremente sua trajetória até a colisão.

Figura 28 - Experimento ensaio do pêndulo



Fonte: Marcopolo (2014)

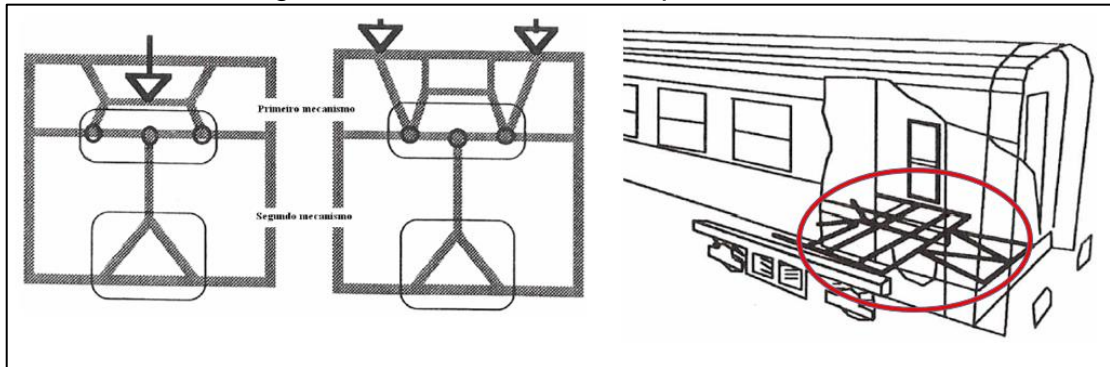
3.3 Métodos

Neste capítulo serão apresentados diferentes conceitos de absorvedores de impacto, estes que por sua vez foram buscados nas mais diversas áreas da indústria, além disso também serão descritos todos os procedimentos utilizados para a construção do modelo numérico.

3.3.1 Conceitos de absorvedores de impacto

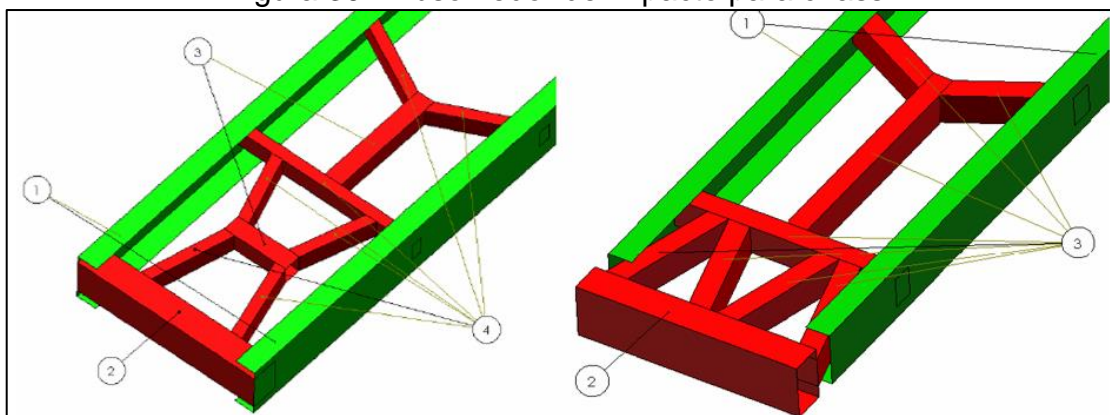
Para a execução do trabalho, partiu-se do modelamento da estrutura do veículo em *CAD (Solid Woks® 2013)*. Estudos foram realizados a fim de encontrar qual a melhor forma para desenvolver um absorvedor de impacto, modelos estes que foram encontrados em outras áreas da indústria como automobilística, ferroviária e naval, como mostrado na Figura 29 e Figura 30.

Figura 29 - Absorvedor de impacto em trens



Fonte: Ambrósio (1996)

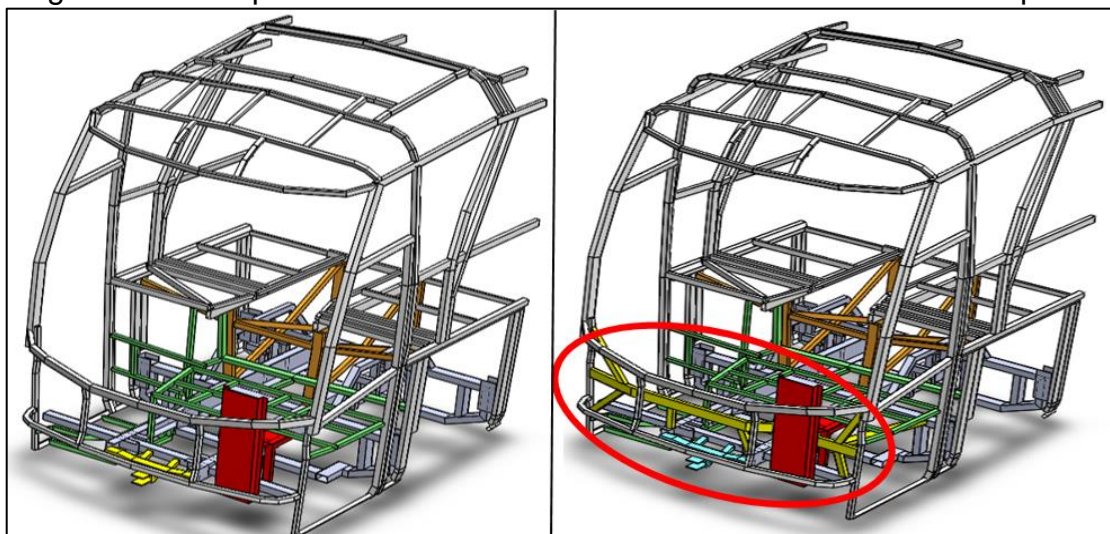
Figura 30 - Absorvedor de impacto para chassi



Fonte: Bonatto (2007)

Com a realização deste estudo, criou-se um modelo de absorvedor de impacto e adaptado para uma carroceria de ônibus. A Figura 31 mostra um comparativo entre a estrutura com e sem absorvedor de impacto, o absorvedor é representado em amarelo na imagem da direita.

Figura 31 - Comparativo entre estruturas com e sem absorvedor de impacto



Fonte: Autor (2014)

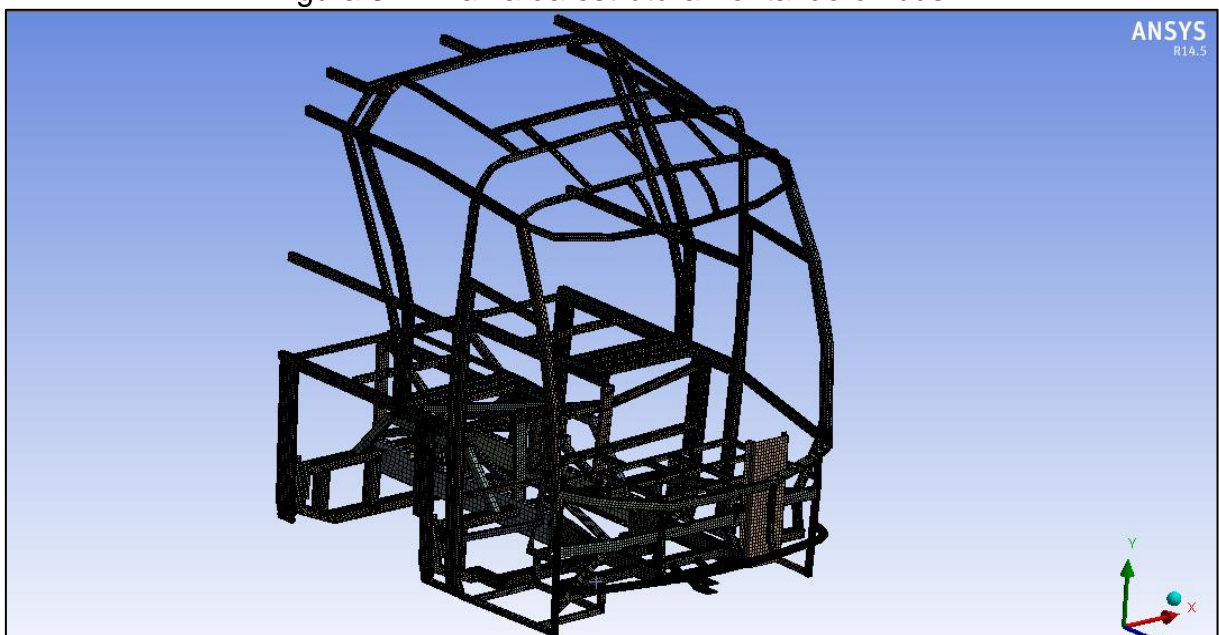
3.3.2 Preparação do modelo em elementos finitos

Com o modelo CAD concluído, importou-se o mesmo para o *software* de elementos finitos (*Ansys® V14.5 – Workbench*), onde realizou-se primeiramente a conversão do modelo em casca. Isto devido ao fato de que o elemento tipo casca ser o que mais caracteriza situações envolvendo grandes deformações, devido a sua capacidade de reproduzir flexão, deformação de cisalhamento e membrana, que consiste em analisar a deformação da linha média da casca nesta mesma superfície.

Em seguida desenvolveu-se o modelo computacional de elementos finitos com geração da malha e designação de espessuras. O *software* de dinâmica transiente utilizado para a análise foi o *Ansys LS-Dyna Solver* desenvolvido pela empresa *LSTC*.

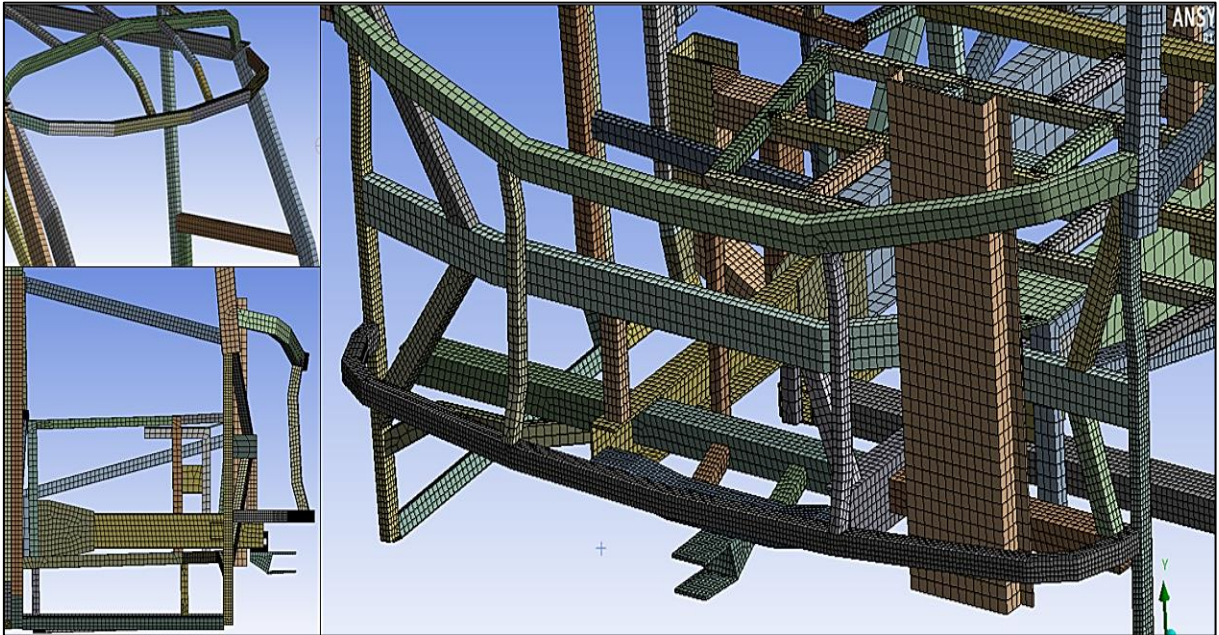
A geração da malha ocorreu conforme o interesse em cada região do chassi, onde um refinamento foi aplicado nas regiões de maior interesse para a obtenção de resultados com maior precisão, como colunas frontais, o absorvedor de impacto, a estrutura frontal do teto, o podeste e a frente do chassi, regiões estas que espera-se ter uma maior deformação. A malha da estrutura está apresentada na Figura 32 e as regiões com refinamento da malha são mostradas na Figura 33.

Figura 32 - Malha da estrutura frontal do ônibus



Fonte: Autor (2014)

Figura 33 - Malha frontal refinada



Fonte: Autor (2014)

3.3.3 Geração dos contatos

Depois de concluída a malha no software *Ansys 14.5*, o modelo foi importado para o software *LS-Dyna*, onde todas as relações que existiam entre as peças provenientes do *Ansys* foram deletadas para sua remodelação. A estrutura de elementos finitos modelada em elementos de casca formulação Belytschko-Tsay, devido sua alta velocidade de processamento, formulação do LS-Dyna (ELFORM=2) e três pontos de integração através da espessura. Para o fator de cisalhamento (SHRF), utilizou-se 0.833 (Figura 34 e Figura 35).

Figura 34 - Configurações dos elementos

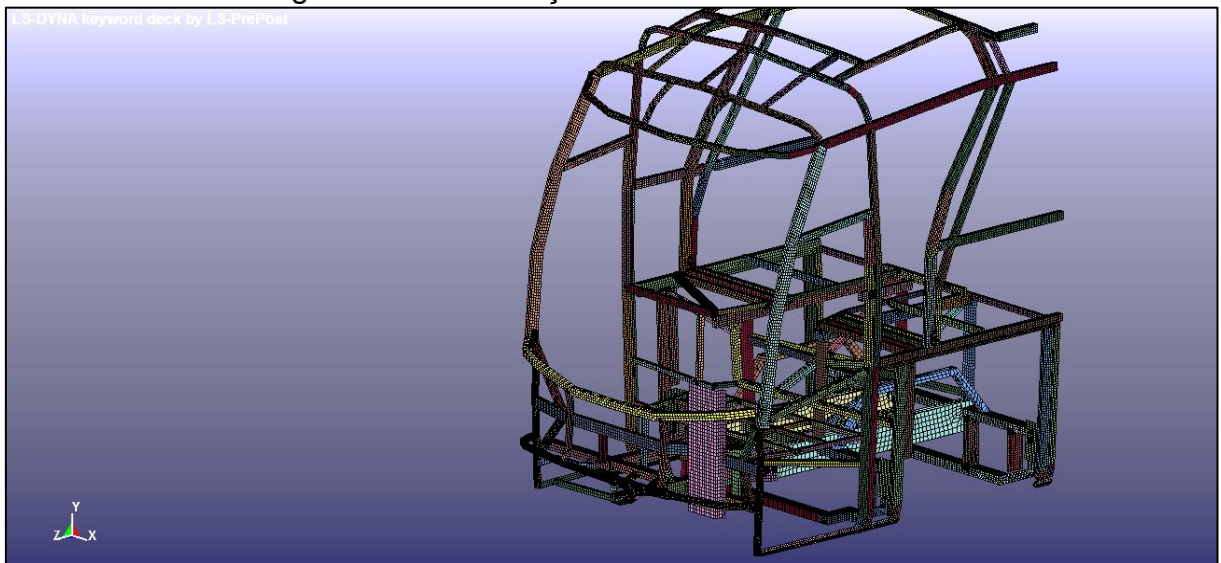
SECID	ELFORM	SHRF	NIP	PROPT	QR/IRID	ICOMP	SETYP	
1	2	0.8333330	3	1	0	0	1	
2	T1	T2	T3	T4	NLOC	MAREA	IDOF	EDGSET
	1.9500000	1.9500000	1.9500000	1.9500000	0.0	0.0	0.0	0

Repeated Data by Button and List

Total Card: 252 Smallest ID: 1 Largest ID: 273 Total deleted card: 0

Fonte: Autor (2014)

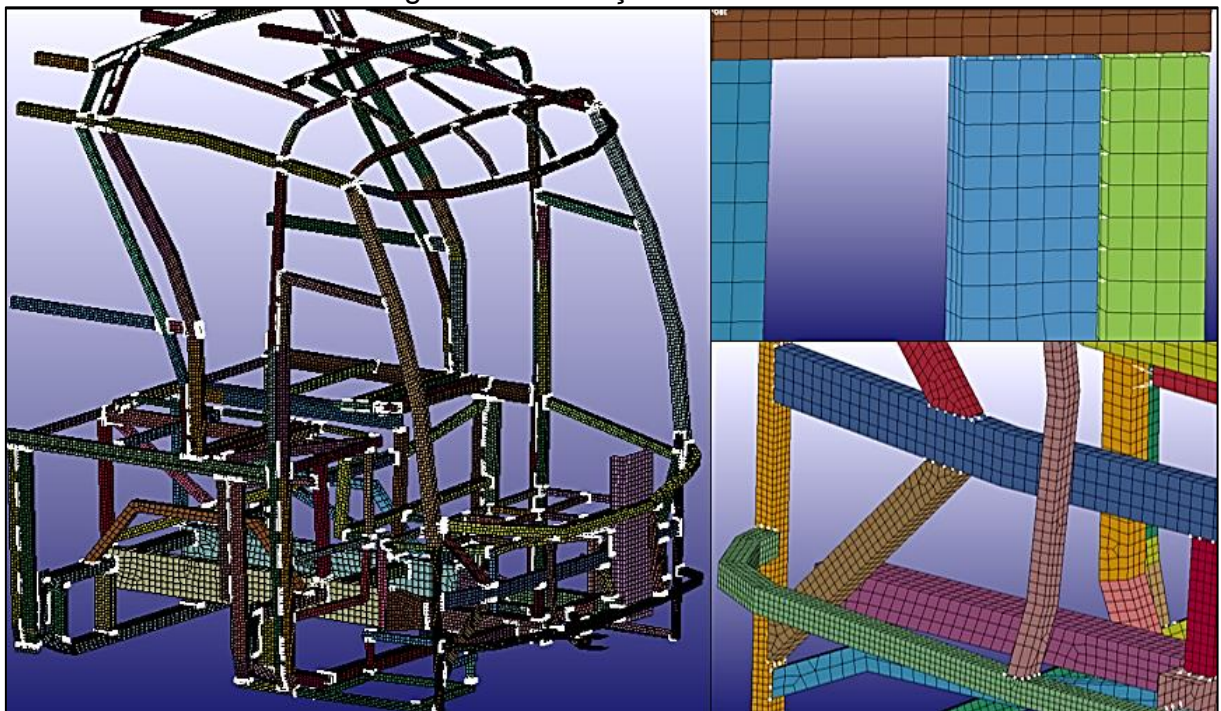
Figura 35 - Formulação dos elementos de casca



Fonte: Autor (2014)

Em seguida iniciou-se a geração de contatos entre as peças, sendo elas, feitas manualmente para representar da melhor forma os elementos soldados. Essa união ocorre entre os nós dos elementos conforme mostrado na Figura 36, os pontos brancos no desenho da esquerda representam as regiões com ligações rígidas unindo as partes da carroceria.

Figura 36 - Geração de contatos



Fonte: Autor (2014)

3.3.4 Condições de contorno

Após a geração da malha e contatos, iniciou-se a caracterização dos materiais e esforços que a mesma irá ser submetida. Para caracterização dos materiais, utilizou-se na estrutura o aço ZAR 230, conforme projeto do veículo. No *software* LS-Dyna a estrutura foi representada por um material elastoplástico através da opção “*Mat_Piecewise_Linear_Plasticity*”.

Os valores da densidade “RO (Ton/mm³)”, módulo de elasticidade “E” (Ton/mm.s²) e Poisson “PR” usados para o material ZAR 230 está apresentado na Figura 37. Os dados ponto-a-ponto da relação tensão-deformação na região plástica foram considerados de acordo com as curvas verdadeiras de tensão-deformação dos mesmos. Estas curvas de comportamento do material foram obtidas através dos ensaios realizados conforme apresentado na seção 3.2.1.

Nas figuras, estes pontos são representados pelos valores de EPS (deformação plástica em mm/mm) e ES (tensão em ton.mm/s²). ES1 representa a tensão de escoamento do material. Nesta condição o valor de deformação plástica EPS1 é igual a zero.

Figura 37 - Propriedades para material ZAR 230

The screenshot shows the material properties dialog for ZAR 230. The title is “*MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY (TITLE) (024) (1)”. The parameters are as follows:

1	MID	RO	E	PR	SIGY	ETAN	FAIL	TDEL
1		7.850e-009	1.650e+005	0.3000000	339.75900	0.0	0.0	0.0
2	C	P	LCSS	LCSR	VP			
2	0.0	0.0	0	0	0.0			
3	EPS1	EPS2	EPS3	EPS4	EPS5	EPS6	EPS7	EPS8
3	0.0	0.0406000	0.0519000	0.0832000	0.1171000	0.1362000	0.1799000	0.2027000
4	ES1	ES2	ES3	ES4	ES5	ES6	ES7	ES8
4	339.75900	370.30191	387.75369	415.00500	437.01581	445.44479	461.25751	462.67889

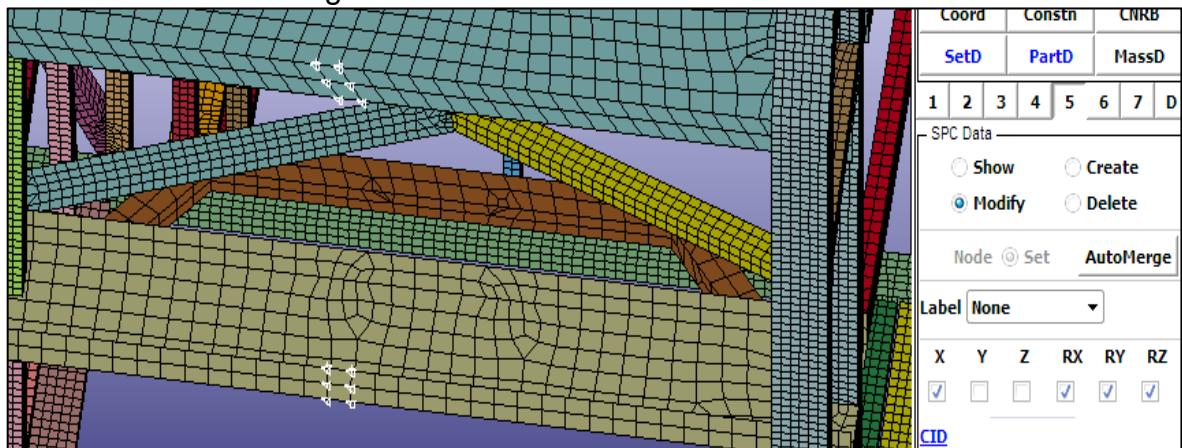
COMMENT:

Total Card: 1 Smallest ID: 1 Largest ID: 1 Total deleted card: 0

Fonte: Autor (2014)

Na sequência foram definidos os graus de liberdade que o conjunto poderá vir a ter de acordo com o comportamento esperado (Figura 38).

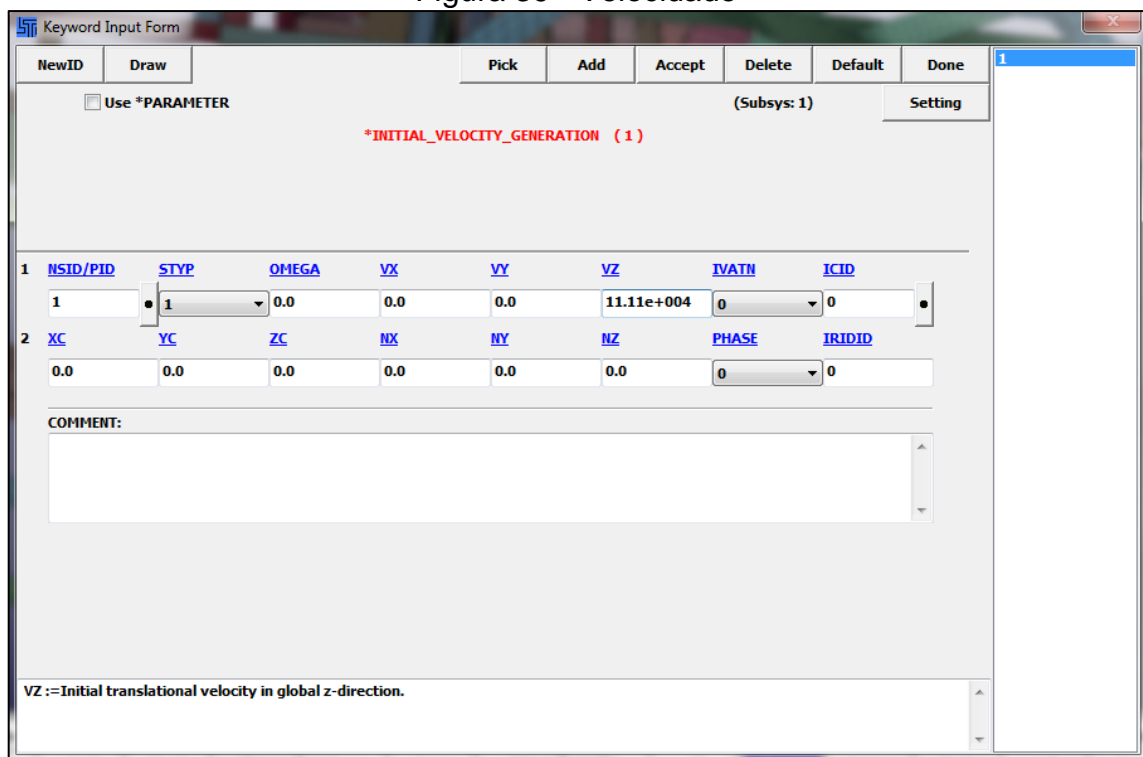
Figura 38 - Graus de liberdade do modelo



Fonte: Autor (2014)

Em seguida valores de velocidade (mm/min) e direção foram atribuídos ao modelo (Figura 39).

Figura 39 - Velocidade



Fonte: Autor (2014)

Na situação onde o modelo colidirá contra uma parede rígida, não houve modificação da malha do veículo, e, para manter os níveis de energia iguais aos envolvidos numa situação real, calibrou-se o modelo através do balanço de energia.

A diferença de massa do modelo gerado para um carro completo, foi compensado através da velocidade conforme mostrado na Equação 18.

Energia inicial = Energia final =
(18)

$$\frac{m_1 * v_1^2}{2} = \frac{m_2 * v_2^2}{2} =$$

$$\frac{13 * 11,11^2}{2} = \frac{0,789 * v_2^2}{2} =$$

$$\sqrt{\frac{0,789 * 11,11^2}{13}} = v_2 = 45,1 \left(\frac{m}{s}\right)$$

Onde:

m_1 = Massa real do veículo = 13 Ton.

m_2 = Massa do modelo = 0,789 Ton.

v_1 = Velocidade real do veículo = 11,11 m/s

v_2 = Velocidade do modelo

Onde para uma velocidade de 11,11 m/segundos adotou-se uma velocidade de 45,1 m/segundos com a finalidade de compensar a falta de massa do modelo gerado.

3.4 Carregamentos aplicados

Nesta etapa do trabalho serão apresentadas de que forma serão realizados os carregamentos aplicados para as duas situações estudadas que são o teste do pêndulo e o teste de impacto contra parede rígida.

3.4.1 Teste do pêndulo

Para representar a condição experimental no modelo numérico do pêndulo, primeiramente foi retomada a norma CONTRAN 316/09, mencionada na seção 3.2.2, que evidencia qual a maneira apropriada para a execução do ensaio.

Seguindo os parâmetros dimensionais da norma, foi realizada a construção do pêndulo virtual no *software de CAD* e este foi exportado para o de elementos finitos. No *software LS-Dyna*, o modelo do pêndulo foi construído através de

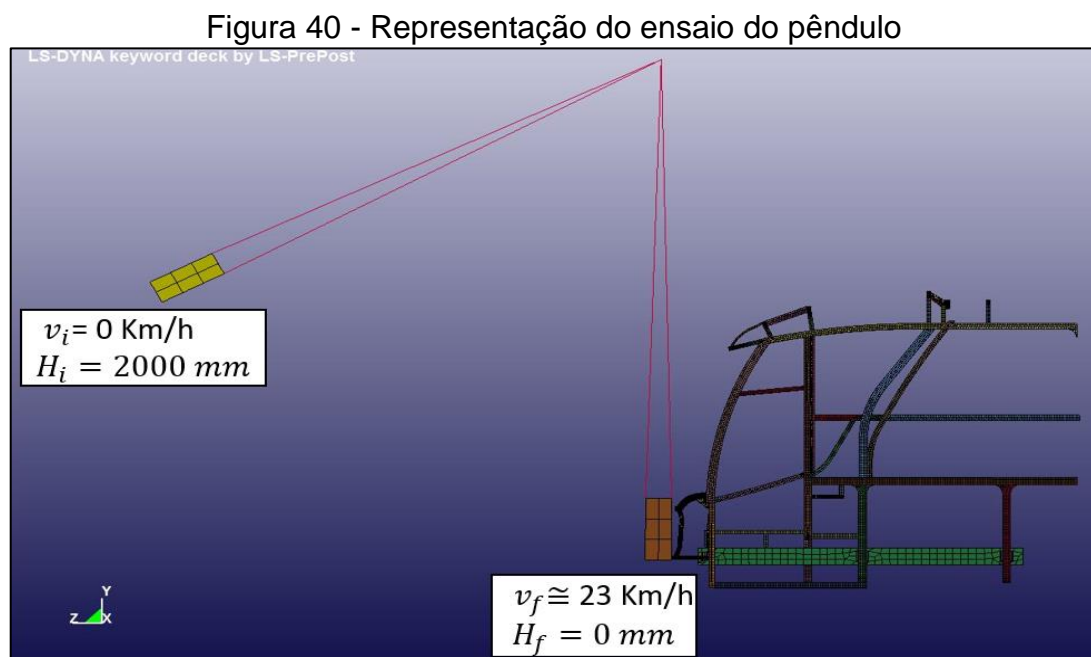
elemento discreto. Um ponto rígido foi criado com a finalidade de fixar seu ponto de giro, atribui-se graus de liberdade para seu movimento, onde este ficou livre em torno de Rx, Ry e Rz. O pêndulo foi modelado em duas etapas diferentes, conforme apresentado na Figura 40.

Através do balanço de energia foi possível obter a velocidade resultante no momento antes do impacto de aproximadamente de 22,55 Km/h, este valor foi obtido através do cálculo da Equação 19.

$$m \times g \times h_i + \frac{m \times v_i^2}{2} = m \times g \times h_f + \frac{m \times v_f^2}{2} \quad (19)$$

Onde:

m = Massa
g = Gravidade
h_i = Altura inicial
h_f = Altura final
v_i = Velocidade inicial
v_f = Velocidade final



Fonte: Autor (2014)

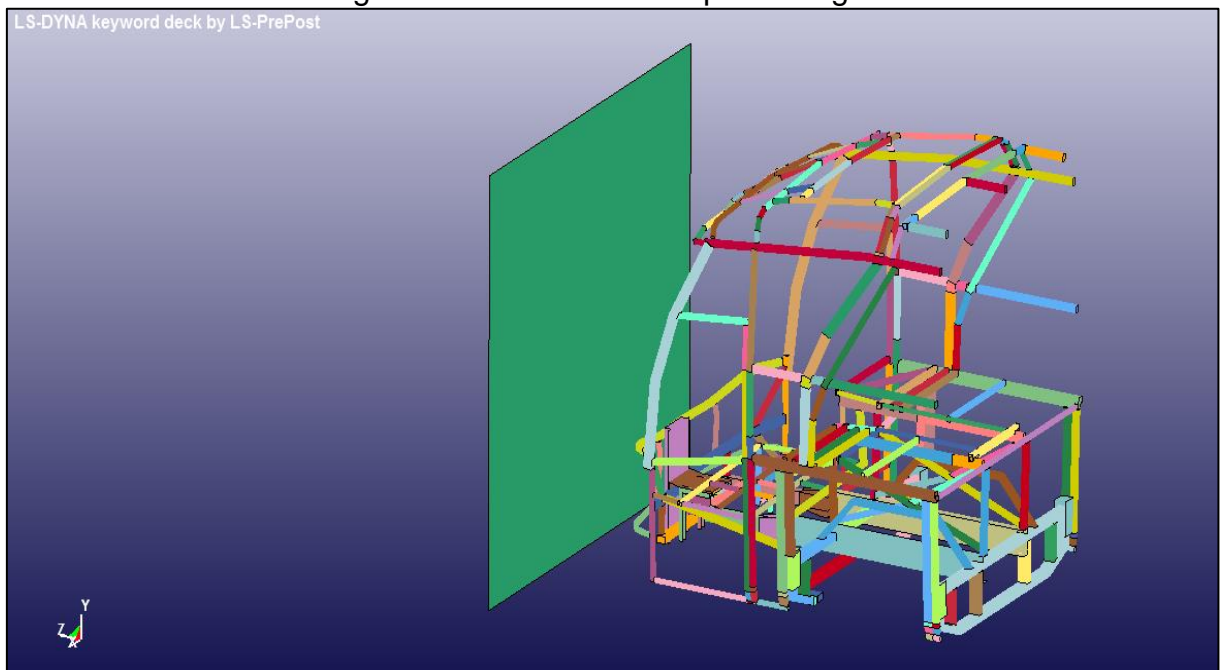
Este teste serve como uma forma de calibrar modelo numérico quando confrontado com o experimental, sendo avaliada através da deformação da estrutura do modelo com a real a validação ou não do modelo gerado.

3.4.2 Impacto contra uma parede rígida

Outro tipo de acidente muito comum em carrocerias de ônibus é o impacto frontal total, e esta condição também será avaliada através de simulação da carroceria considerando velocidades diferentes. Esse teste servirá para avaliar o comportamento do absorvedor de impacto quando submetido a condição determinada.

O modelo gerado no *software LS-Prepost 3.2*, será colidido contra uma superfície totalmente rígida a fim de avaliar o comportamento da estrutura com e sem o absorvedor proposto, conforme apresentado na Figura 41. Este modelo será simulado para a velocidade de 40 km/h.

Figura 41 - Colisão contra parede rígida



Fonte: Autor (2014)

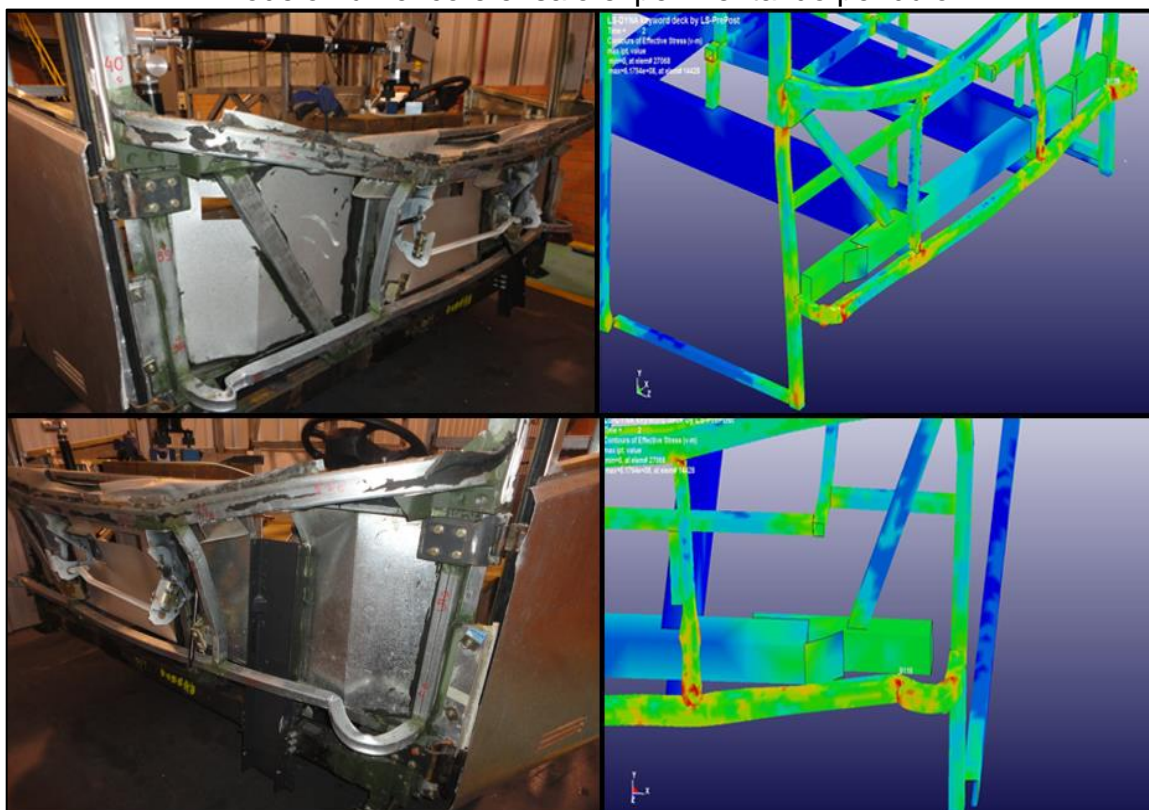
4 RESULTADOS

Neste capítulo serão apresentados os resultados da calibração do modelo, confrontando resultados do ensaio experimental contra a simulação numérica do pêndulo, também será apresentado o comportamento da estrutura após colisão contra parede rígida conforme descrito na seção 3.3.4.

4.1 Comparativo numérico x experimental

A partir da simulação do pêndulo foi possível comparar o modelo gerado no *software* LS-Dyna e o modelo real experimentado na Marcopolo. Através disso foi possível avaliar que a deformação simulada e a real são muito próximas, dessa forma validando o modelo matemático Figura 42.

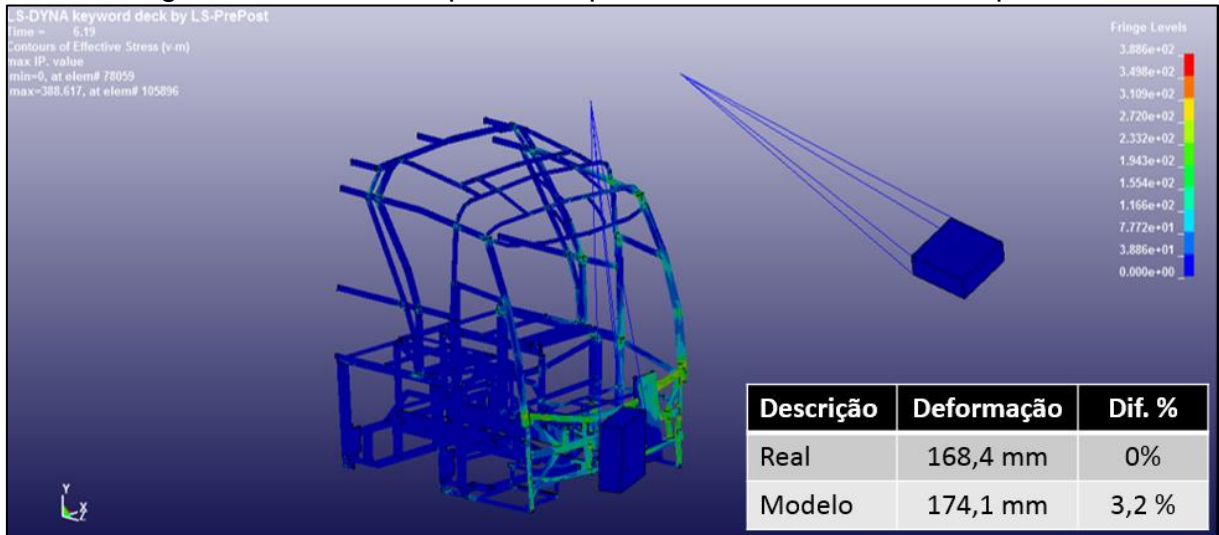
Figura 42 - Ensaio do pêndulo numérico x experimental - comparação visual entre modelo numérico e ensaio experimental do pêndulo



Fonte: Autor (2014)

Está apresentado na Figura 43 o ensaio do pêndulo após sua simulação, onde dois pêndulos foram colididos contra a estrutura, um no lado direito e outro no lado esquerdo.

Figura 43 - Ensaio do pêndulo após colisão lado direito e esquerdo



Fonte: Autor (2014)

O resultado da simulação foi comparado com o resultado real em termos de deformações totais para ambos os casos. No resultado experimental verificou-se que o deslocamento total foi de 168,4 milímetros, já na simulação tem-se um valor de 174,1 milímetros, desta forma pode-se concluir que o resultado da simulação é satisfatório para representar o modelo da colisão frontal contra uma parede rígida.

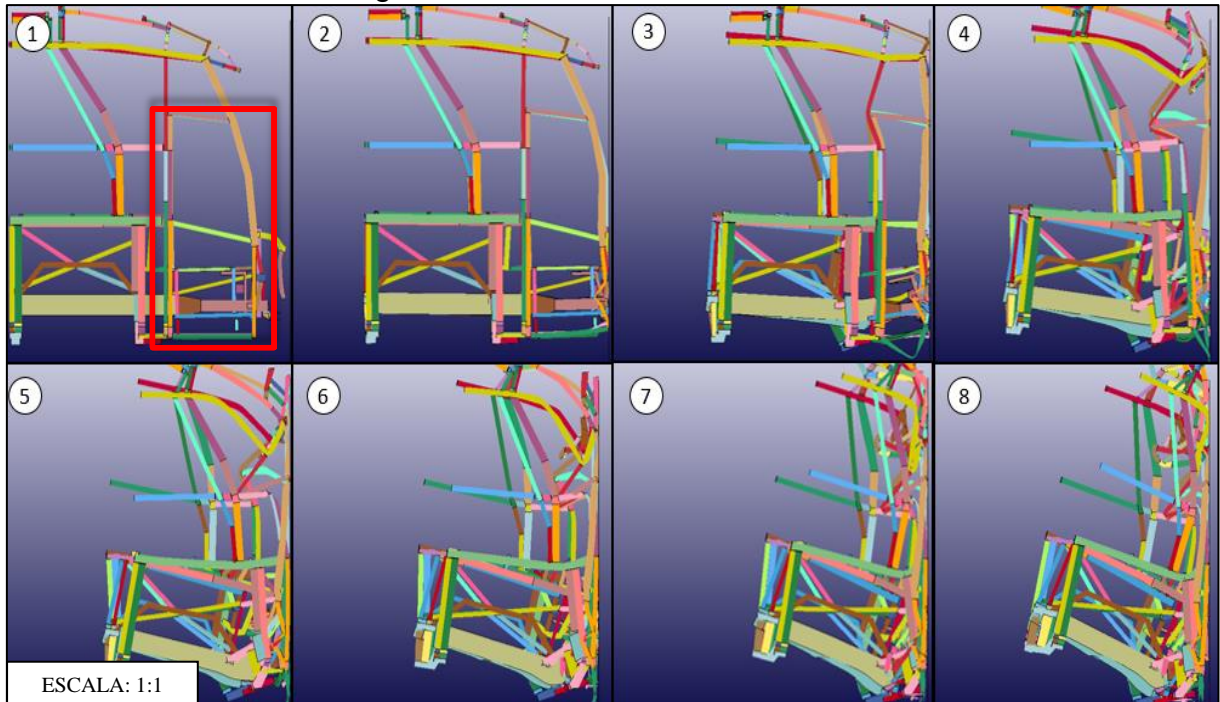
A variação percentual entre os dois modelos é de aproximadamente 3,2 % do real, uma diferença muito pequena que pode ser desconsiderada. Com base neste resultado também podemos afirmar que as carrocerias Marcopolo atendem a norma de impacto frontal CONTRAN 316/09.

4.2 Impacto frontal

Com a simulação do pêndulo realizada e o modelo numérico calibrado foi possível dar sequência as análises e fazer a simulação da colisão da carroceria contra uma parede rígida, conforme apresentado na seção 3.4.2. Esta simulação tem o intuito de avaliar a estrutura frontal da carroceria com absorvedor de impacto. Neste modelo a velocidade no momento anterior a colisão é de 40 km/h (Figura 44).

A numeração apresentada em cada quadro da figura ordena a sequência de acontecimentos da simulação, a diferença de tempo entre uma imagem e a outra é de 0,01 segundo.

Figura 44 - Colisão frontal a 40 Km/h



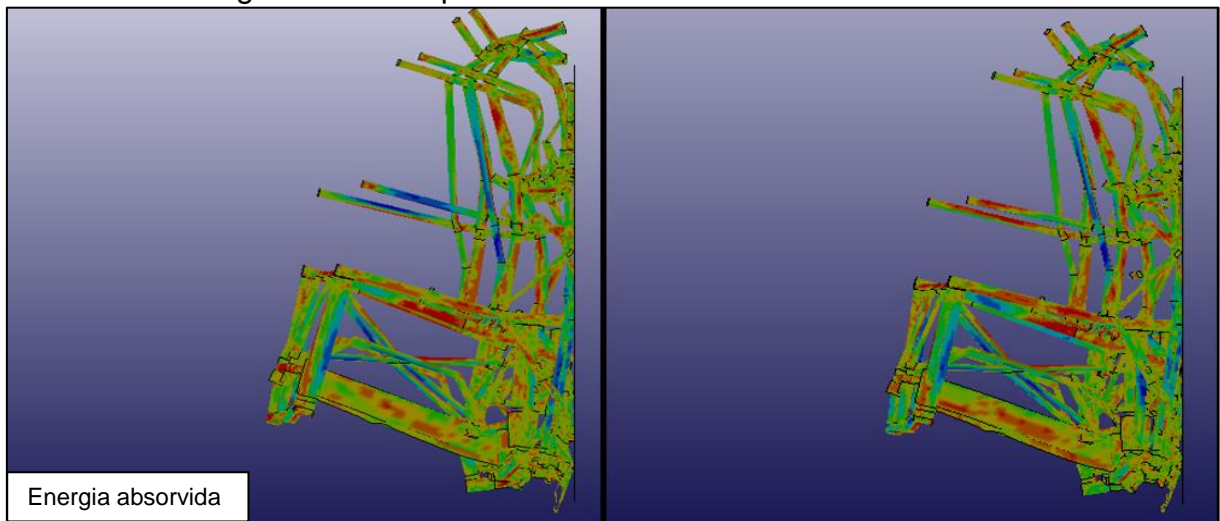
Fonte: Autor (2014)

Com base nesta simulação pode-se verificar que o absorvedor de impacto não conseguiu atingir seu objetivo de preservar a área de sobrevivência do motorista, esta que está representada pelo retângulo vermelho mostrado no quadro 1 da Figura 44.

4.3 Comparativo entre estrutura com e sem absorvedor de impacto

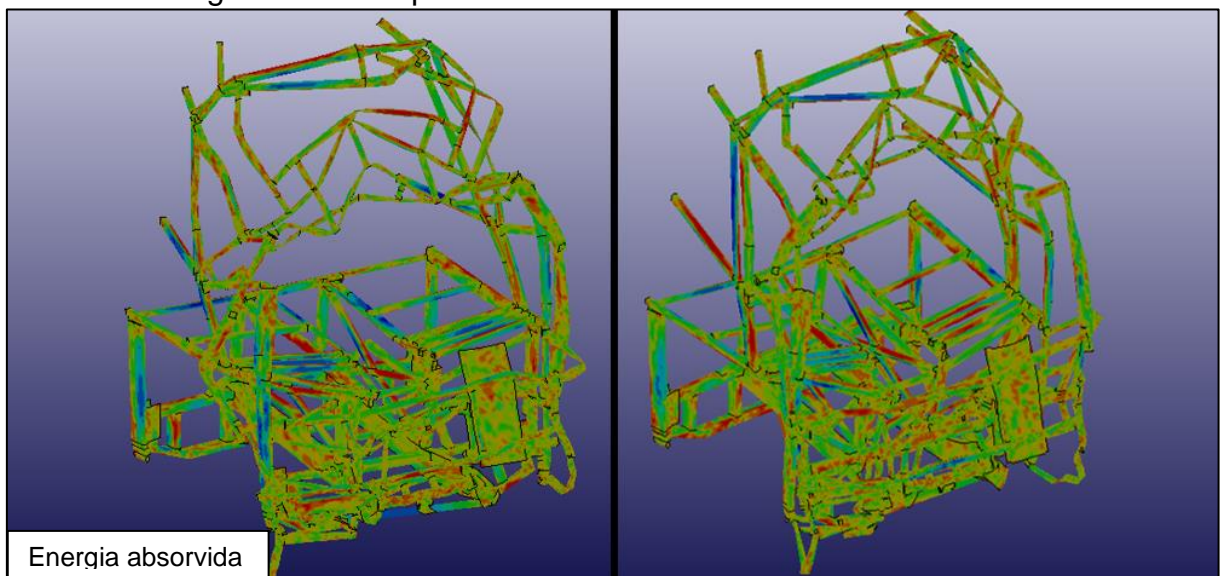
A fim de avaliar a eficiência do absorvedor de impacto o mesmo foi comparado com o modelo atual da estrutura sem o absorvedor. A Figura 45 apresenta uma vista lateral dos modelos, já a Figura 46 mostra uma vista isométrica da mesma simulação, para ambas as estruturas o instante de tempo em que as imagens foram geradas foi de 0,069 segundo. As imagens da direita representam a estrutura com absorvedor, e as da esquerda sem ele.

Figura 45 - Comparativo de colisões frontais vista lateral



Fonte: Autor 2014

Figura 46 - Comparativo de colisões frontais vista isométrica

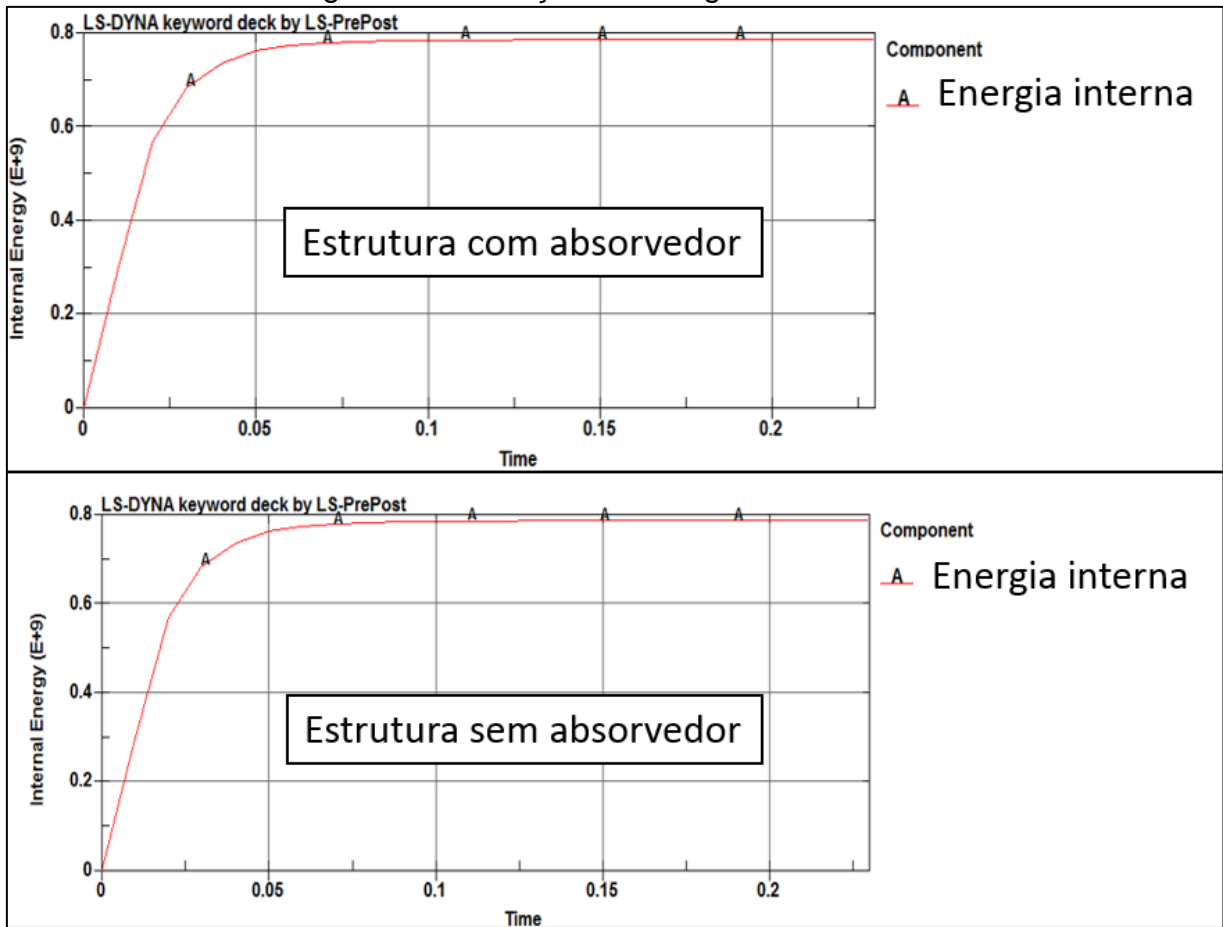


Fonte: Autor (2014)

Analisando as duas situações é possível constatar que o absorvedor de impacto conceituado não foi eficaz em seu propósito, onde quando comparamos as duas estruturas não há diferenças significativas de melhora com relação a absorção de impacto.

Este fato é confirmado através do comparativo de energia interna total absorvido pelos dois modelos de estrutura gerados. Estes gráficos são mostrados na Figura 47, onde verifica-se que a variação de energia interna praticamente igual para ambas as situações, confirmando que o absorvedor contribuiu muito pouco para a absorção de energia.

Figura 47 - Variação da energia interna total



Fonte: Autor (2014)

5 CONCLUSÃO

O estudo do método de elementos finitos é uma área da engenharia que vem se tornando cada vez mais fundamental na engenharia, especialmente devido ao fato de a computação estar se tornando cada vez mais sofisticada possibilitando engenheiros resolver problemas cada vez mais complexos utilizando estes métodos.

Para obter-se um bom resultado em um modelo numérico analisado através do método de elemento finitos, é essencial que sejam realizados ensaios experimentais para calibrar o modelo que foi gerado computacionalmente. Calibração essa, que tem a função de prevenir possíveis erros no modelo numérico, estes, que poderiam acarretar valores incorretos para os resultados da simulação.

Com a validação do modelo gerado é possível fazer diversos tipos de análises, testando diversas situações para diferentes condições de contorno. Além disso, otimizações e atualizações de produto podem ser estudadas com muito mais rapidez e com muito menos custo.

Conclui-se que quando levamos em consideração ensaios normativos de impacto frontal a estrutura da carroceria atende a resolução da norma vigente no país. No entanto pode-se constar que a norma não é suficiente para garantir a segurança dos ocupantes de ônibus, sendo que em acidentes reais a estrutura do veículo é muito mais exigida do que a norma solicita.

Quando realizado o comparativo entre uma estrutura com e sem o absorvedor de impacto sob as mesmas condições de contorno, pode-se constatar que o mesmo não trouxe grandes mudanças com relação a absorção de energia. Essa baixa eficiência ocorreu devido as altas cargas dinâmicas envolvidas num acidente, pois trata-se de um veículo de elevada massa e isso somado uma velocidade considerável gera elevados níveis de energia.

6 TRABALHOS FUTUROS

Existem diversos caminhos a serem explorados que seguem a linha deste trabalho, alguns deles estão citados abaixo:

- Utilizar materiais de alta densidade internamente aos tubos com o intuito de aumentar a absorção de energia da estrutura, estes materiais poderiam ser utilizado apenas em regiões críticas e dessa forma não aumentando muito o peso do veículo.

- Utilizar materiais compósitos na região frontal do carro, substituindo a atual fibra de vidro, por algum polímero de engenharia com altos níveis de absorção de impacto, isso com o intuito de melhorar o desempenho de toda a frente do carro e desta forma aumentar a segurança do veículo.

- Desenvolver uma célula de sobrevivência para o motorista, onde após uma colisão esta consiga preservar o espaço de sobrevivência do mesmo.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Acidente na Avenida Raposo Tavares. **Estado de São Paulo**. São Paulo, 22 jan. 2006

MOONEY, G. **ADVANTAGE: Excellence in Engineering Simulation**. Southpointe: Ansys, Inc, 2013.

ALVES FILHO, A. **Elementos Finitos A Base da Tecnologia CAE**. 5. ed. São Paulo: Érica LTDA, 2007.

AMBRÓSIO, J. A. C.; PEREIRA, M. F. O. Seabra; SILVA, F. P.. ***Crashworthiness of Transportation Systems: Structural Impact and Occupant Protecion***. Vol 332, 1996.

Azevedo, A. F. M., **Método dos elementos finitos**, <http://www.fe.up.pt/~alvaro>, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Abril 2003.

BATHE, J.K. **Finite Element Procedures**. New Jersey: Prentice Hall, 1996.

BEER, F.P. e JOHNSTON, JR., E.R. **Resistência dos Materiais**, 3.º Ed., Makron Books, 1995.

BONATTO, R. **Avaliação do desempenho de elementos estruturais absorvedores de impacto em estruturas veiculares**. 2007. 99 f. Monografia (Especialização) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade de Passo Fundo, Passo Fundo, 2007.

CARVALHO, F. V. M. **Modelos de veículos flexíveis para a análise e simulação de colisões e reconstituição de acidentes**. 2004. 135 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Mecânica, PUC Rio, Rio de Janeiro, 2004.

CIDADE, Tá na. **Colisão frontal entre ônibus e caminhão**. 2009. Disponível em: <www.tanacidade.com>. Acesso em: 30 abr. 2009.

CONSELHO NACIONAL DE TRÂNSITO. 316/09: Simulação de Impacto. 2009. 46 p.

HIBBELER, R. C. **Resistência dos materiais**. 5. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2004.

JORGE, R. M. Natal; DINIS, L. M. J. S.. **Teoria da Plasticidade**. Porto: Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial, 2005.

JORGE, R. M. Natal. **Análise Elasto-Plástica de Estruturas Reticuladas**. 2000. 44 f. Monografia (Especialização) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade de Porto, Porto, 2001.

JORNAL O GLOBO. **Colisão frontal entre ônibus e caminhonete.** 2014. Disponível em: <www.globo.com>. Acesso em: 27 mar. 2014.

LOGAN, D. L. **A first course in the finite element method.** 4. ed. Platteville: Thomson, 2007.

LS-DYNA. **Theory Manual.** Livermore: Livermore Software Technology Corporation, 2006. 680 p.

LS-DYNA. **Introductory Course notes.** Livermore: Livermore Software Technology Corporation, 2009. 189 p.

MEIRA JUNIOR, A. D. **Avaliação do comportamento da estrutura de ônibus rodoviário solicitado a impacto frontal.** 2010. 445 f. Tese (Doutorado) - Curso de Eng. Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010.

NORTON, R. L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada.** 2. ed. Porto Alegre: Bookman, 2004.

OFF-HIGHWAY ENGINEERING: **Stainless Steel for Super Buses.** Mechanisburg: SAE International, v. 22, 6 fev. 2014. Bimestral.

OSHIRO, R. E. **Estudo da similaridade imperfeita em estruturas sujeitas a carregamentos de impacto.** 2010. 149 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2010.

PETYT, M. **Introduction to finite element vibration analysis.** 2. ed. New York: Cambridge University Press, 2010. 497 p.

POCKSZEVNICKI, B. C. **Análise de materiais em regime elasto-plástico usando um modelo J2 com dano e modelo de "CAP" suave.** 2004. 157 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2004.

SÁNCHEZ, C. A. A. **Estudo do Impacto utilizando elementos finitos e análise não linear.** 2001. 143 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2001.

SCHWEDER, R. K. **Modelagem de carroceria de ônibus pelo MEF para o estudo de dinâmica veicular.** 2007. 86 f. Trabalho de conclusão de curso (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2007.

SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R.; BUDYNAS, R. G. **Projeto de engenharia mecânica.** 7. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005.

SOUSA, T. L. C. **Análise estrutural e dinâmica de ventilador industrial** - Trabalho de Conclusão de Curso - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2011.

Zienkiewicz, O.C.; Taylor, R.L. **The finite element method**. 5. ed. Woburn: MPG Books Ltd, 2000. 479 p.