



**Universidade de Brasília - UnB
Faculdade UnB Gama - FGA
Curso de Engenharia Automotiva**

**MODELAGEM E SIMULAÇÃO NUMÉRICA DA
RESISTÊNCIA DE SUPERESTRUTURA DE ÔNIBUS
RODOVIÁRIO UTILIZANDO MÉTODO DOS
ELEMENTOS FINITOS**

**Autor: João Gabriel Machado de Lima
Orientadora: Maria Alzira de Araújo Nunes, Dr. Eng.**

**Brasília, DF
2015**



JOÃO GABRIEL MACHADO DE LIMA

**MODELAGEM E SIMULAÇÃO NUMÉRICA DA RESISTÊNCIA DE
SUPERESTRUTURA DE ÔNIBUS RODOVIÁRIO UTILIZANDO MÉTODO DOS
ELEMENTOS FINITOS**

Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia Automotiva da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva.

Orientadora: Prof.^a. Maria Alzira de Araújo Nunes, Dr. Eng.

**Brasília, DF
2015**

CIP – Catalogação Internacional da Publicação*

Machado de Lima, João Gabriel.

Modelagem e Simulação Numérica da Resistência da Superestrutura de Ônibus Rodoviário Utilizando Método dos Elementos Finitos / João Gabriel Machado de Lima. Brasília: UnB, 2015. 103 p.: il.; 29,5 cm.

Monografia (Graduação) – Universidade de Brasília
Faculdade do Gama, Brasília, 2015. Orientação: Maria Alzira de Araújo Nunes.

1. Simulação. 2. Segurança Veicular. 3. Elementos Finitos.
4. Ônibus Rodoviário. 5. Resolução Contran nº 445.
de Araújo Nunes, Maria Alzira. Prof. Dr.

CDU Classificação



**MODELAGEM E SIMULAÇÃO NUMÉRICA DA RESISTÊNCIA DE
SUPERESTRUTURA DE ÔNIBUS RODOVIÁRIO UTILIZANDO MÉTODO DOS
ELEMENTOS FINITOS**

João Gabriel Machado de Lima

Monografia submetida como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva da Faculdade UnB Gama - FGA, da Universidade de Brasília, em 3/12/2015, apresentada e aprovada pela banca examinadora abaixo assinada:

Prof. Dr. Eng.: Maria Alzira de Araújo Nunes, UnB/ FGA
Orientador

Prof. Dr. Eng.: Carla Tatiana Mota Anflor, UnB/ FGA
Membro Convidado

Prof. Dr. Eng.: Suzana Moreira Ávila, UnB/ FGA
Membro Convidado

Brasília, DF
2015

Dedico esse trabalho aos meus pais Ralph e Kátia, com todo meu amor e gratidão, por seus esforços abnegados em todos os aspectos da minha vida, especialmente quanto à minha formação.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente à minha mãe, Kátia Maria, ao meu pai, Ralph Emerson, e aos meus irmãos, Maria Luiza, Pedro Eugênio e Mariana, que estiveram sempre presentes, garantindo apoio, boas gargalhadas, sabedoria e dando forças nesta etapa da minha vida. Sempre me senti seguro para fazer o que quer fosse. Vocês são minha base.

Dedico especial agradecimento a Maria Alzira, orientadora dedicada que com sabedoria soube guiar meus passos e pensamentos para o alcance dos meus objetivos.

Meus sinceros agradecimentos a todos que, de alguma forma, doaram um pouco de si para que a conclusão deste trabalho se tornasse possível.

“Se o dinheiro for a sua esperança de independência, você jamais a terá. A única segurança verdadeira consiste em uma reserva de sabedoria, de experiência e de competência.”

Henry Ford

RESUMO

A frota de veículos rodoviários de transporte coletivo de passageiros, classificados como categoria M3, vem crescendo no Brasil e traz consigo um aumento do número de acidentes envolvendo ônibus rodoviários, que, apesar de representar uma pequena parcela dos acidentes totais no País, envolvem muitos feridos, devido à quantidade de passageiros. O grande desafio dos fabricantes de ônibus é atender os requisitos de segurança exigidos pelo órgão competente, neste caso o Conselho Nacional de Trânsito (Contran), e manter o produto com um preço competitivo no mercado. Mediante a exigência do cumprimento de normas de segurança, tal qual a Resolução nº 445 do Contran, de 25 de junho de 2013, o presente trabalho desenvolve um modelo numérico em elementos finitos a fim de simular o ensaio com pêndulo de uma seção de carroceria, segundo o método de cálculo regulamentado para a determinação da resistência da superestrutura de ônibus rodoviário na norma vigente.

Palavras-chave: Simulação. Segurança Veicular. Elementos Finitos. Ônibus Rodoviário. Resolução Contran nº 445.

ABSTRACT

The fleet of road vehicles of public transport of passengers, ranked as the M3 category is increasing in Brazil and brings with it the increased number of road accidents involving buses, which despite representing a small share of total accidents in the country, covering many wounded because the number of passengers. The great challenge of the bus manufacturers is to meet the security requirements required by the competent body, in this case, the National Traffic Council (Contran) while searching still maintain your product with a competitive price in the market. By requiring compliance with safety standards, like the Resolution nº 445 of Contran of June 25, 2013, this work will develop a numerical finite element model in order to simulate the test with a pendulum body section regulated according to the calculation method for determining the road bus superstructure resistance in the current regulations.

Keywords: Simulation. Vehicle Safety. Finite Element. Road Bus. Resolução Contran nº 445.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	14
1.1. CONTEXTUALIZAÇÃO.....	14
1.2. MOTIVAÇÃO.....	18
1.3. OBJETIVOS GERAIS.....	19
1.3.1. Objetivos Específicos.....	20
1.4. ESTRUTURA DO TRABALHO.....	20
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	21
2.1. MODELAGEM E SIMULAÇÃO NUMÉRICA VEICULAR.....	21
2.2. MODELAGEM VEICULAR PELO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS.....	24
2.2.1. Modelo Estrutural.....	24
2.2.2. Modelo de Espaço Residual.....	33
2.2.3. Modelo de Materiais.....	36
2.2.4. Modelagem de Componentes Não Estruturais.....	38
3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA: MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS.....	40
3.1. MÉTODO E GEOMETRIA.....	40
3.2. TIPO DE ELEMENTO.....	41
3.3. CONVERGÊNCIA DA MALHA.....	43
3.4. MÉTODO DE SOLUÇÃO.....	46
3.5. MÉTODO DOS DESLOCAMENTOS VIRTUAIS.....	48
4. DETERMINAÇÃO DA RESISTÊNCIA DA SUPERESTRUTURA DO VEÍCULO.....	54
5. MODELAGEM NUMÉRICA DE UMA SEÇÃO DE ÔNIBUS RODOVIÁRIO.....	59
5.1. DESCRIÇÃO DO VEÍCULO.....	59
5.2. MODELAGEM.....	60
5.3. SIMULAÇÃO.....	64
5.3.1. Configuração 1 – Carregamento Distribuído.....	64
5.3.2. Configuração 2 – Carregamento Concentrado.....	67
5.3.3. Configuração 3 – Deslocamento.....	68
6. RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	70
6.1. CONFIGURAÇÃO 1 – CARREGAMENTO DISTRIBUÍDO.....	72
6.2. CONFIGURAÇÃO 2 – CARREGAMENTO CONCENTRADO.....	75

6.3. CONFIGURAÇÃO 3 – DESLOCAMENTO DIRETO.....	79
7. CONCLUSÕES.....	83
REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA.....	85
ANEXOS.....	89

1. INTRODUÇÃO

Este trabalho apresenta a modelagem e simulação numérica da resistência da superestrutura de ônibus rodoviário submetido a teste de impacto descrito na Resolução nº 445 do Conselho Nacional de Trânsito (Contran), de 25 de junho de 2013. Para isso será utilizado um *software* comercial de elementos finitos. Com base, nesta resolução e na fundamentação teórica que envolve esse tipo de ensaio, este trabalho visa descrever a metodologia a ser empregada nesse tipo de modelagem utilizando o Método de Elementos Finitos, considerando desde a construção do modelo até a simulação numérica. Propõe-se, então, um modelo numérico simplificado tendo em vista a análise da segurança dos veículos rodoviários de transporte coletivo de passageiros, também denominados de categoria M3 segundo a Portaria nº 30 de 2004, sob responsabilidade do Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial (Inmetro, 2004), de fabricação nacional e importado, principalmente no que diz respeito à resistência da superestrutura.

1.1. CONTEXTUALIZAÇÃO

Um requisito cada vez mais importante no mercado automobilístico é a segurança dos ocupantes do veículo. Há muitas décadas iniciou-se a busca pela evolução da segurança, quando surgiram os primeiros *crash tests*, bem como as normas que regulamentam esses testes e determinam propriedades estruturais necessárias do veículo quando submetido a diferentes carregamentos extremos causados por um acidente. Essa preocupação estendeu-se mais ainda a veículos de grande porte, principalmente os ônibus, que, devido à quantidade de passageiros transportados, não raro resultam em tragédias quando envolvidos em acidentes.

Uma análise da frota nacional dos veículos da categoria M3 nos últimos dez anos exposta na Fig. (1), construída a partir de dados do Departamento Nacional de Trânsito (Denatran, 2015), indica o crescimento quase que constante do número de ônibus no Brasil, considerando que os dados de 2015 contemplam apenas quatro meses, de janeiro a abril. Nesse mercado aquecido, garantir a integridade física dos passageiros de ônibus torna-se uma exigência mais rigorosa, cobrada com frequência

por órgãos governamentais, proprietários de frotas e até mesmo pelos usuários, deixando assim de ser apenas um mero diferencial de *marketing*.

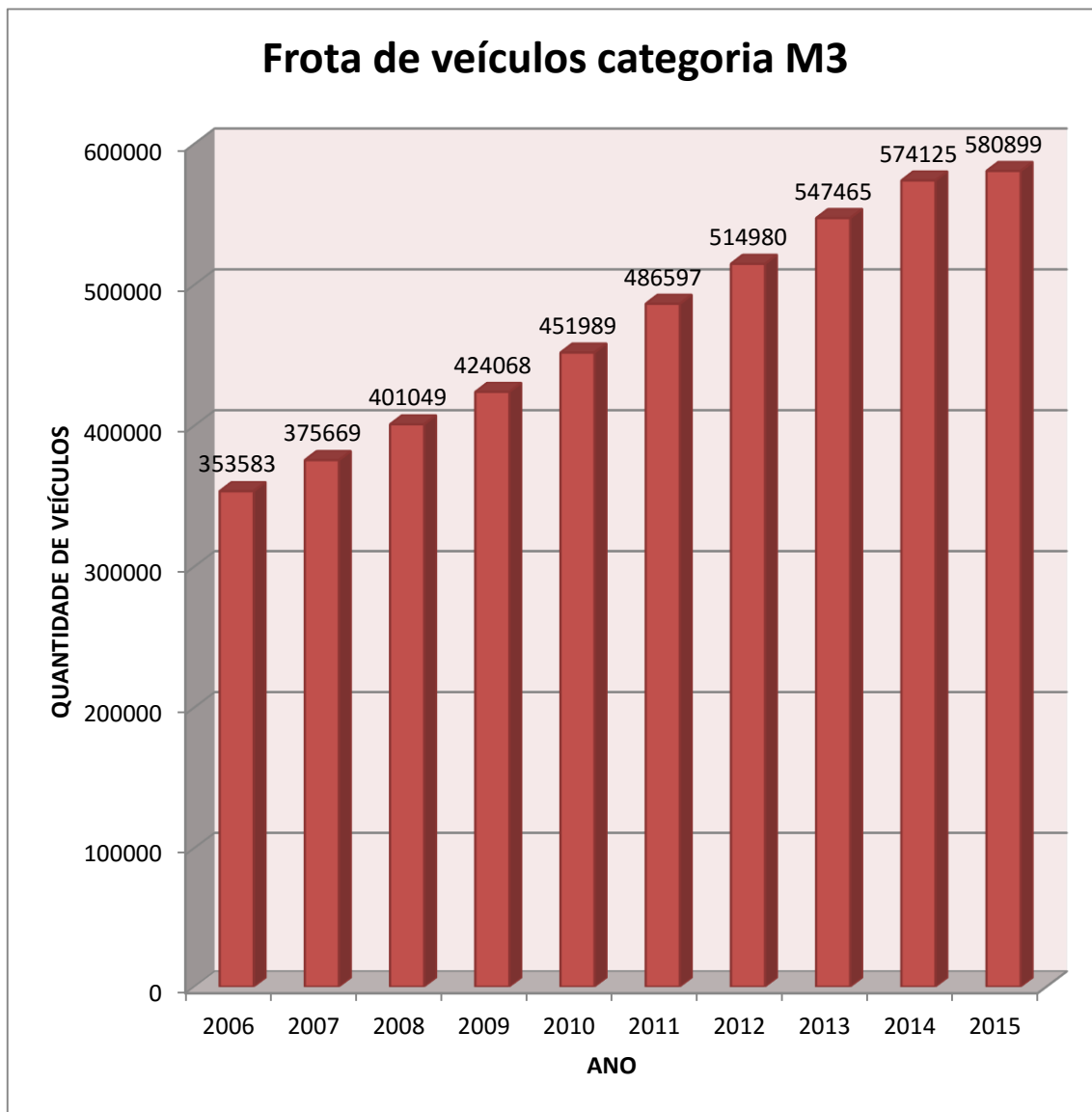


Figura 1. Gráfico da evolução da frota nacional de veículos da categoria M3

São determinados em diferentes normas os diversos requisitos de segurança de um ônibus frente aos muitos tipos de acidentes que podem ocorrer (impacto frontal, impacto lateral e tombamento, entre outros). Será adotado neste trabalho o conceito de acidente de trânsito previsto na norma NBR 10697, da Associação Brasileira de Normas Técnicas, que diz:

“Todo evento não premeditado de que resulte dano em veículo ou na sua carga e/ou lesões em pessoas e/ou animais, em que pelo menos uma das partes está em movimento nas vias terrestres ou áreas abertas ao público. Pode originar-se, terminar ou envolver veículo parcialmente na via pública.” ABNT (1989).

A norma atualmente vigente no Brasil, a Resolução Contran nº 445/13, estabelece os “requisitos de segurança para veículos de transporte público coletivo de passageiros e transporte de passageiros tipos micro-ônibus e ônibus, categoria M3 de fabricação nacional e importada”. Segundo esta resolução, uma forma de acidente que promove grande esforço sobre a estrutura do ônibus, representando assim um grande risco à segurança dos passageiros, é o tombamento, evento no qual o veículo, devido a uma forte colisão ou à perda de controle após uma manobra brusca, tomba lateralmente. Nesses casos ocorrem grandes deformações na estrutura, já que todo o peso do veículo pressiona a lateral em direção ao interior, quase sempre ferindo muitos passageiros (Tech *et al.*, 2007). Como apresentado na Fig. (2), segundo Lima (2009), estudos comprovam que são causados maiores problemas na cabeça em acidentes envolvendo rolamento, quando comparados com acidentes que não estão relacionados à rolamento.

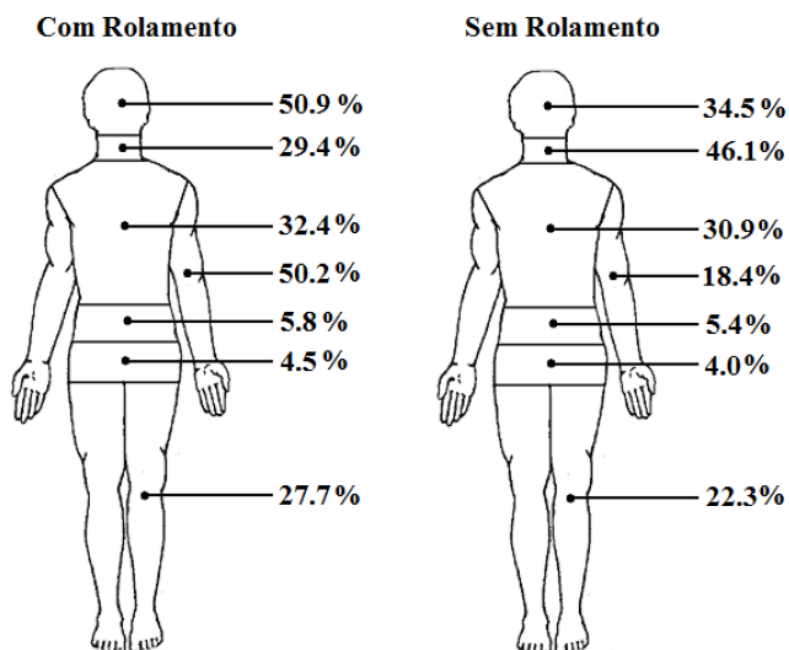


Figura 2. Lesões causadas a diferentes partes do corpo devido a eventos de rolamento ou não (Lima, 2009)

Nas análises sobre tombamento de ônibus é possível determinar a capacidade que a estrutura tem de absorver a energia gerada pelo impacto, também chamado *crashworthiness*. Este é um dos mais importantes critérios de projeto de estruturas de veículos capazes de promover a segurança dos passageiros durante um choque. Entretanto, buscar boas avaliações de *crashworthiness* em um projeto estrutural não é uma tarefa trivial, por se tratar de um processo no qual decisões não óbvias são necessárias continuamente. De um modo geral, a estrutura do veículo precisa ser suficientemente rígida, impedindo o avanço sobre os passageiros, ao mesmo tempo em que é capaz de permitir grandes deformações sem romper, de modo que se possa absorver a energia gerada pelo impacto, como descrito por Ambrósio (2001).

Ao tentar desenvolver melhores condições de segurança para um veículo, engenheiros caminham para projetos de estruturas mais robustas, tanto com o incremento de características geométricas, quanto com a aplicação de materiais mais densos como matéria-prima ou com a inclusão de reforços ao longo de pontos específicos da estrutura do veículo. Em geral, o desenvolvimento de estruturas mais robustas acaba sendo sempre direcionado para o aumento de massa, que por sua vez interfere no consumo de combustível e no preço do veículo.

Esse impacto no consumo de combustível remete a outros tópicos importantes no desenvolvimento de um novo veículo, como, por exemplo, a crescente preocupação com a preservação ambiental, que levou a regulamentações de controle da emissão de gases poluentes cada vez mais rígidas. Atualmente, no Brasil está vigente a Resolução nº 403 do Conselho Nacional de Meio Ambiente (Conama) de 2008, que “dispõe sobre a fase de exigência do Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores (Proconve) para veículos pesados novos (Fase P-7)”, com o objetivo de reduzir os níveis de emissão de poluentes visando o atendimento aos padrões de qualidade do ar, especialmente nos centros urbanos.

Outro fator considerado neste estudo é a aplicação que o comprador fará do veículo, a função à qual deseja destinar o seu veículo. A parcela mais significativa dos compradores de ônibus rodoviários é claramente composta de frotistas, que investem dinheiro em veículos de transporte de passageiros buscando sempre obter lucros. Assim, o veículo ideal e que despertaria o interesse dos frotistas seria um ônibus capaz de transportar mais passageiros e carga, consumindo menos combustível, exigindo manutenção mais barata e com um preço atraente.

Diante destes cenários, o engenheiro deve ponderar suas decisões considerando um potencial conflito. De um lado, tanto a competitividade do produto no mercado, quanto à adequação às normas de preservação ambiental exigem, dentre outras coisas, a redução da massa do veículo. De outro lado, porém, o desenvolvimento de melhores condições de segurança está associado diretamente ao aumento da rigidez estrutural, o que muitas vezes gera, naturalmente, o aumento da massa.

Nota-se, enfim, as dificuldades associadas a um novo produto para o mercado automotivo. Cada vez mais os engenheiros se deparam com restrições de normas regulamentadoras, com concorrentes mais competitivos e com usuários mais exigentes. O que deve ser visto também como um fato determinante na evolução dos produtos e dos profissionais da área, que buscam especializações e melhorias na vida de toda a sociedade.

1.2. MOTIVAÇÃO

Neste trabalho, a motivação inicial recai na obrigatoriedade de o fabricante de veículo realizar testes de segurança para a proteção do condutor e dos passageiros de ônibus rodoviários. Em 2012, foram 2.743 mortes, cerca de 1% do total de óbitos no trânsito no Brasil, conforme a Fig. (3), segundo dados do “Retrato da Segurança Viária 2014” (ONSV, 2014), elaborado pelo Observatório Nacional de Segurança Viária, que compila informações da Associação Nacional dos Transportes Públicos (ANTP), da Confederação Nacional do Transporte (CNT), do Departamento de Informática do Sistema Único de Saúde (Datasus), do Departamento Nacional de Trânsito (Denatran), do Departamento Nacional de Infraestrutura de Transportes (DNIT), do Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística (IBGE), do Instituto de Pesquisa Econômica Aplicada (IPEA) e da Organização Mundial da Saúde (OMS).

Por mais que o valor percentual de acidentes com ônibus se apresente pequeno à primeira vista, deve-se levar em consideração o fato de que a quantidade do fluxo desses veículos é muito pequena, mas a capacidade de lotação é bem maior. Os dados de 2012 são os mais atuais e colocam o Brasil na 148ª posição do ranking internacional de segurança no trânsito, atrás até mesmo da Índia, reconhecida pelo seu trânsito caótico. A partir das estatísticas de acidentes envolvendo ônibus

rodoviários, conclui-se que esse tipo de teste se torna extremamente necessário, e o estudo e desenvolvimento de modelos computacionais para este fim se torna viável.

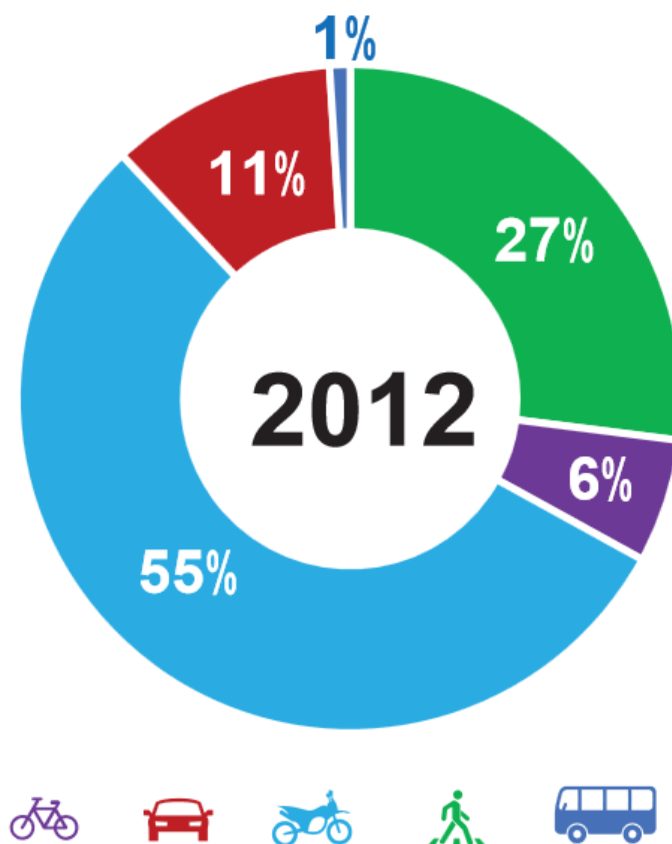


Figura 3. Gráfico de acidentes por tipo de usuário (ONSV, 2014)

Outra motivação para este trabalho é a utilização de modelos computacionais de forma que sejam uma ferramenta útil para facilitar as análises de engenharia automotiva, permitindo melhores tomadas de decisões em busca do desenvolvimento de projetos de ônibus mais seguros e, ao mesmo tempo, competitivos no mercado e adequados às normas. A adoção do método de cálculo é ainda econômica, pois não há a necessidade da danificação de modelos em testes experimentais.

1.3. OBJETIVOS GERAIS

Este trabalho tem como objetivo geral desenvolver um modelo de simulação numérica utilizando o método de elementos finitos para determinar a resistência da superestrutura de ônibus rodoviário quando submetido ao ensaio de pêndulo regulamentado pela Resolução Contran nº 445 (2013).

1.3.1. Objetivos específicos

Seguindo esse objetivo geral, é possível listar alguns objetivos específicos do trabalho:

- I. Estudar o comportamento dinâmico da superestrutura de um veículo categoria M3 quando submetido a um ensaio com um pêndulo de uma seção de carroceria;
- II. Desenvolver um modelo numérico simplificado utilizando o método dos elementos finitos;
- III. Simular o comportamento do ônibus submetido ao ensaio de pêndulo seguindo as diretrizes da Resolução Contran nº 445 (2013);
- IV. Avaliar as metodologias propostas para a análise estrutural do ônibus em condições de tombamento.

1.4. ESTRUTURA DO TRABALHO

No capítulo 1 está descrita a motivação do trabalho, bem como os objetivos. No capítulo 2, a revisão bibliográfica é apresentada, especialmente o estado da arte dos diversos métodos e análises de acidentes envolvendo ônibus rodoviários.

O capítulo 3 resume a fundamentação teórica sobre Método dos Elementos Finitos necessária para compreensão deste trabalho. No capítulo são expostos conceitos que tratam principalmente do comportamento do elemento de viga submetido a ensaio de tombamento de veículos categoria M3.

No capítulo 4 são descritas as características e aspectos da norma brasileira vigente sobre o ensaio desenvolvido neste trabalho.

A metodologia empregada na confecção do modelo do veículo e simulação são descritas no capítulo 5, e dos resultados obtidos estão no capítulo 6.

Finalmente, no capítulo 7 são apresentadas as conclusões parciais juntamente da descrição das diretrizes para a continuidade deste trabalho.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. MODELAGEM E SIMULAÇÃO NUMÉRICA VEICULAR

Vincze-pap & Csiszár (2013) definiram que para um método de ensaio virtual ser considerado válido, ele deve obter em seus resultados o mesmo nível de confiança quando comparado a um teste físico. Ou seja, é de grande importância estabelecer parâmetros e condições que garantam a validação dos modelos matemáticos utilizados nas simulações.

Para assegurar que os modelos computacionais de veículos reproduzam de forma semelhante o teste físico é necessário certificar-se de que há uma correta geração dos dados que ocorrem durante o impacto, como por exemplo a deformação e a interação das peças do veículo e seus subsistemas. Ainda como requisitos entram a precisão da geometria CAD, que deve ter um tamanho equivalente ao veículo real, e a malha de elementos finitos, deve ser suficientemente densa para assegurar a convergência computacional ao mesmo tempo em que é suficiente sutil para manter o tempo de processamento razoavelmente baixo (Deshmukh, 2006).

Micu & Iozsa (2011) indicam a simulação computacional de um ensaio de capotagem de um veículo completo como um método de aprovação. Ele permite que design e segurança sejam avaliados pelos fabricantes em um cenário virtual de acidente até que se obtenha o projeto mais seguro e otimizado, poupando assim tempo e dinheiro no desenvolvimento de protótipos caros. Modelos computacionais de veículos são convenientes principalmente para comparações de desempenho, em que se pode gerar ambientes de simulação verdadeiramente idênticos submetidos à diferentes critérios e modelos.

No estudo de Liang & Le (2010), por exemplo, foram preparados e considerados dois modelos: o primeiro utilizando um modelo original de ônibus e um segundo com modelo de veículo reforçado, ambos com a mesma simulação, mas resultados diferentes e completamente válidos.

Outro fator que promove diferentes comparações são os processadores, nos quais é possível desenvolver e aplicar os mais diversos métodos de simulação. Deshmukh (2006) usou em seu estudo para analisar o capotamento e esmagamento do teto de um ônibus o Altair HyperMesh®, um pré e pós-processador de elementos

finitos de alto desempenho, sendo este compatível com a maioria dos agentes de resolução. Além de bom desempenho, o HyperMesh® possui uma interface de usuário que suporta muitas geometrias CAD e arquivos de modelo de elementos finitos, aumentando assim a flexibilidade, otimização de conhecimento e eficiência. O módulo de auto geração de malha de superfície no HyperMesh® é uma ferramenta robusta que fornece aos usuários a capacidade de ajustar interativamente uma variedade de parâmetros de malha para cada aresta de superfície ou da superfície como um todo. Como entrada, Deshmukh (2006) aplicou parâmetros que incluem massa específica do elemento, elemento de tensão e o algoritmo de malha, dentre outros, o que permitiu um controle bem maior do usuário sobre o processo de geração de malha, gerando entrosamento de superfícies altamente complicadas com a qualidade desejada.

Porém, por mais que o HyperMesh® apresente diversas vantagens, durante a análise implícita do teste de esmagamento do teto houve limitações no trabalho de Deshmukh (2006). Foram gerados múltiplos erros de restrição (código de erro -19) nos nós que pertencem aos pontos de união da estrutura, o que obrigou a conversão destes pontos para ligações rígidas. Contudo, após essa mudança, a simulação ainda apresentava problemas, pois o LS-DYNA®, *software* aliado no processamento, indicou erros na definição de corpo rígido, já que tal configuração restringia o contato de peças deformáveis com corpos realmente rígidos. Então optou-se pela inclusão do ADAMS-View na simulação de capotamento. Após então a execução do capotamento no ADAMS, foi possível extrair todas as velocidades, acelerações e o ângulo do ônibus com o solo no momento do seu impacto, enquanto no LS-DYNA®, o ônibus pôde ser colocado na inclinação angular obtida em ADAMS junto com todas as velocidades atribuídas a ele para simular corretamente o impacto. Tal abordagem foi considerada adequada para realizar o teste de capotamento e esmagamento segundo a ECE R66 (Deshmukh, 2006), legislação vigente na União Europeia e equivalente à Resolução Contran nº445/13.

Já Alcalá et al. (2013) optaram por utilizar no seu trabalho o ANSYS®, um *software* de computador especializado na análise de estruturas através método dos elementos finitos (MEF), sendo que entre a variedade de elementos de viga disponíveis, o elemento escolhido foi o BEAM 4, que utiliza basicamente a formulação de Euler-Bernoulli para resolução do modelo.

A principal vantagem dos elementos de viga, segundo Alcalá et al. (2013), está relacionada à sua formulação simples, que permite que grandes modelos sejam resolvidos rapidamente, sem a necessidade de grandes performances computacionais. Além disso, a modelagem geométrica com esses elementos é extremamente simples e permite ao usuário uma grande flexibilidade para modificações que devem ser feitas dentro dos modelos. Para exemplificar a grande viabilidade para geração de modelos no ANSYS®, Alcalá et al. (2013) apresentam um modelo de ônibus construído para simulação com elementos finitos na Fig. (4), sendo a estrutura superior totalmente modelada com elementos de viga BEAM 4. Estas características tornam este tipo de elemento atrativo e amplamente utilizado para a análise de grandes estruturas.

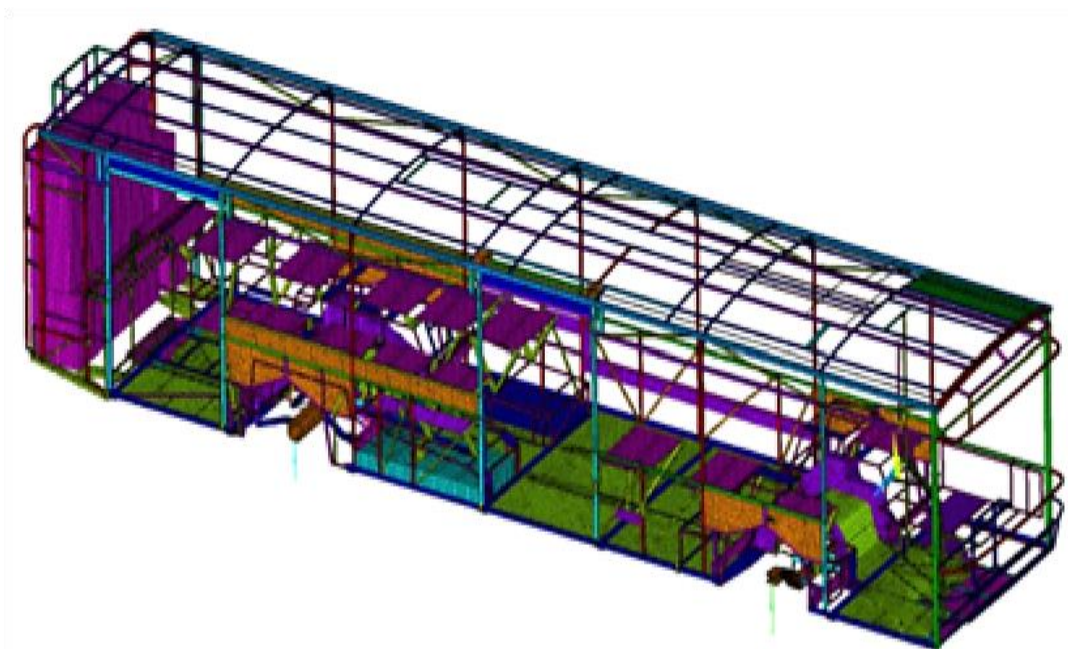


Figura 4. Modelo de ônibus urbano em elementos finitos (Alcalá et al., 2013)

Contudo, os elementos BEAM são determinados por uma grande desvantagem, a sua incapacidade para reproduzir o comportamento de estruturas localizadas em pontos de articulação. Ocorre que devido à sua formulação simples, para qualquer junção modelada, cria-se um sistema que é completamente direcionado a um nó de comportamento pontual infinitamente rígido, ou seja, as uniões modeladas

com elementos de viga possuem características topológicas que não podem ser reproduzidas devido à sua rigidez (Alcalá et al., 2013).

A Figura (5) apresenta uma comparação entre dois modelos diferentes de união (a, b) e seu modelo FEM correspondente (c).

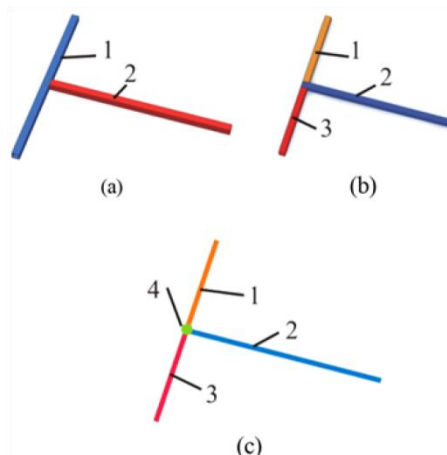


Figura 5. Modelo de elementos de viga correspondente (c) para duas uniões-T diferentes (a) e (b) (Alcalá et al., 2013)

Entre as duas articulações reais (a) e (b), há diferenças importantes no ponto de união, sendo que essas diferenças determinam importantes variações comportamentais. Apesar disso, o modelo de elemento de viga equivalente é o mesmo para ambas. Como característica geral, para qualquer união tipo T de mesmas características dimensionais, mas que apresentem configurações de articulações diferentes, o modelo de elementos finitos de viga equivalente será sempre o mesmo (c) e será composta por três elementos de viga (1-3), que compartilham um nó rígido comum (4), o qual, por possuir comportamento infinitamente rígido (situação irrealista), acaba tornando as estruturas modeladas consideravelmente mais rígidas do que as estruturas reais (Alcalá et al., 2013).

2.2. MODELAGEM VEICULAR PELO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

2.2.1. Modelo Estrutural

Para garantir que em torno das articulações houvesse uma maior densidade de forma que o problema existente na simulação das uniões fosse solucionado, Nurhadi et al. (2011) decidiram empregar em seu trabalho elementos finitos tetraédricos a todos os membros estruturais. Logo após a importação do modelo CAD na plataforma ANSYS Workbench, um modelo de elementos finitos, descrito na Figura (6), foi gerado com 144.836 elementos tetraédricos e um número total de 280.723 nós.

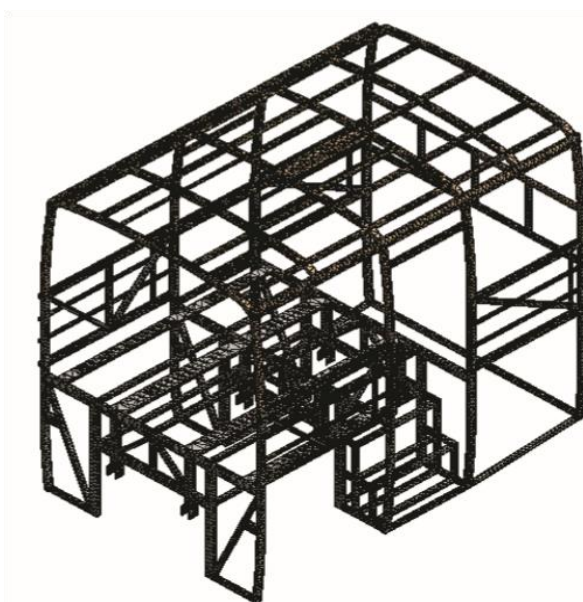


Figura 6. Malha de elementos finitos desenvolvida por Nurhadi et al. (2011)

Segundo Micu & Iozsa (2011), para realizar cálculo da resistência de uma estrutura de corpo no ANSYS® é necessário concluir etapas específicas e fundamentais, que são:

- Concepção do modelo geométrico;
- Concepção do modelo de elementos finitos;
- Validação dos cálculos; e
- Interpretação de resultados.

Visando um processamento mais rápido, apenas um segmento do corpo de ônibus foi projetado por Micu & Iozsa (2011). Esse segmento foi composto por um dos elementos de apoio quadrados vazados acoplados a treliças de aço e superestrutura

feita de aço inoxidável, como apresentado na Fig. (7). Todo o modelo foi criado com superfícies tentando sempre manter uma alta precisão com a forma e junção dos perfis das barras projetadas.

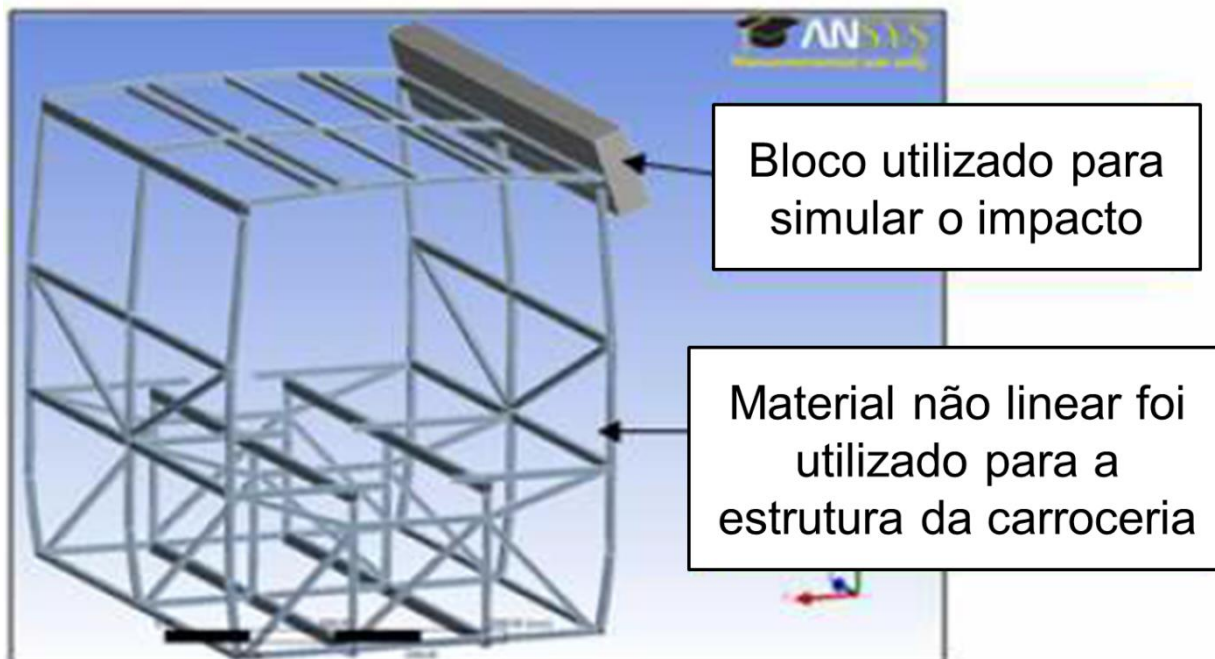


Figura 7. Modelo geométrico construída através da utilização de *software* (Adaptado de Micu, 2011)

Para a investigação da resistência da superestrutura ao capotamento e avaliação de estruturas de reforço, Liang & Le (2010) apresentaram um modelo em escala real de um ônibus desenvolvido na Universidade de Da-Yeh, em Taiwan, para a simulação. O modelo inicial, Modelo I, inclui 68.132 elementos, compostos por 67.084 elementos quadriláteros, 914 elementos triangulares, 35 hexágonos e 99 elementos de massa. Todas as peças deformáveis são modelados com quatro nós de elementos de casca de Belytschko-Tsay, sendo que a formulação do elemento de casca baseia-se na formulação com a integração reduzida disponível em LS-DYNA®. Essa composição de elementos é amplamente considerada por ser computacionalmente eficiente e preciso (Liang, 2010).

Para uma validação ainda maior do modelo, foi medido o centro de gravidade do veículo utilizando uma plataforma de teste no RTCA (*Research & Testing Center Automotive, Taiwan, ROC*), onde os valores medidos estavam em boa concordância com os do modelo de simulação (Liang, 2010).

O peso do veículo descarregado foi de 7.716,47 kg (7,71647 ton.) e sua capacidade de 49 passageiros. O tamanho do veículo e a sua posição de CG são apresentados na Fig. (8). A modelagem de elementos finitos foi feita no módulo FEMB do LS-DYNA®, um construtor de pré-processamento de modelo de elementos finitos, com cálculos feitos por um código de computador 3D não-linear e explícito. Como resultado da simulação obtiveram-se curvas força-deslocamento que foram comparados e encontrada uma boa correlação entre os resultados (Liang, 2010).

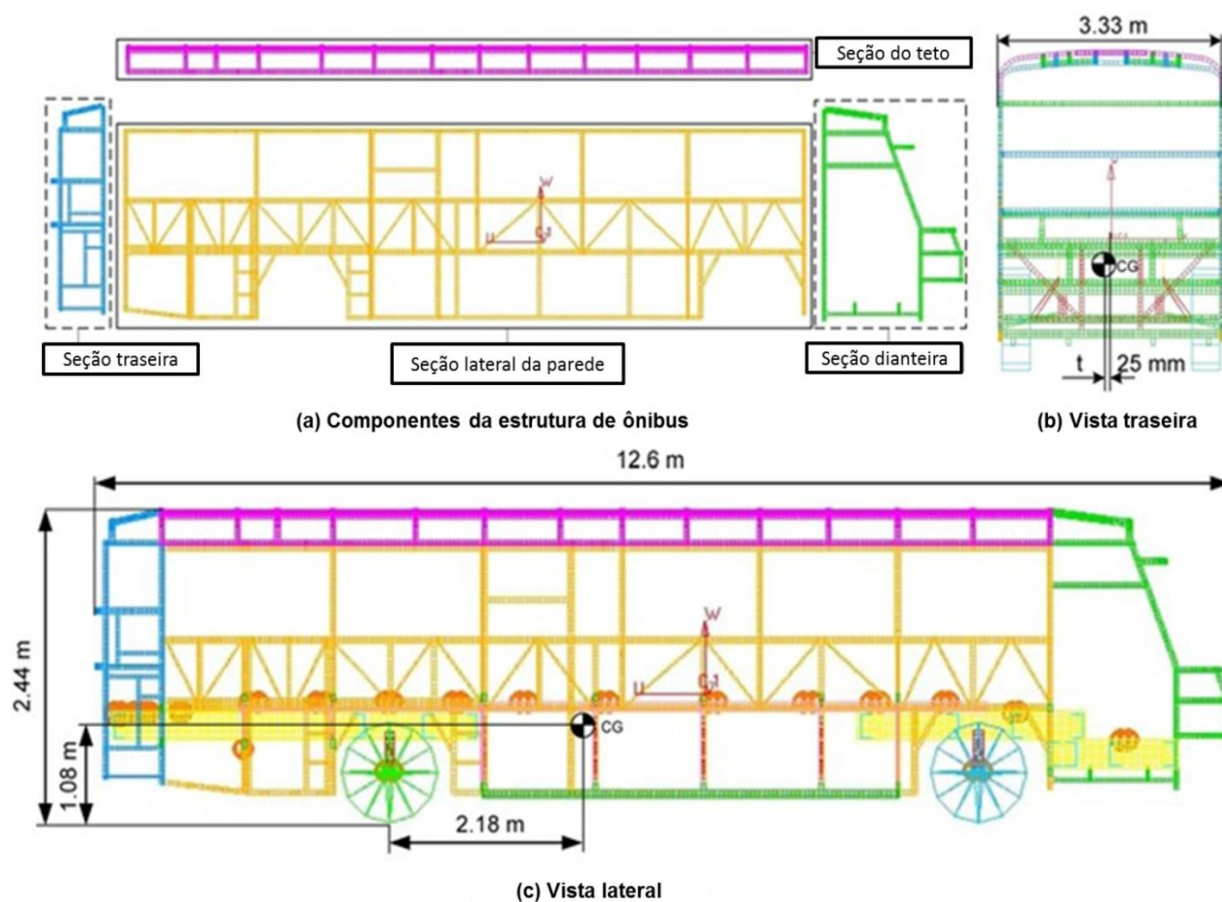


Figura 8. Ônibus completo em elementos finitos - Modelo I (Adaptado de Liang, 2010)

Logo após a simulação do modelo inicial, Liang & Le (2010) desenvolveram então um segundo modelo fortalecido seguindo critérios de projeto mais rigorosos, o Modelo II. No novo modelo, cada conexão estrutural utilizou um reforço, e o chassi do ônibus teve sua espessura redefinida. O Modelo II foi concebido com o mesmo estilo de design e tamanho do veículo empregados no Modelo I. O peso do veículo descarregado no Modelo II foi 7.916 kg e sua altura CG, de 1,10 m.

O artigo desenvolvido por Micu et al. (2013) apresenta a verificação da resistência da superestrutura por cálculo, considerando-a como uma fase preliminar de design. Para analisar o comportamento da estrutura, o modelo foi submetido ao teste de capotagem no ANSYS®. A estrutura na qual o modelo numérico foi criado, apresentada na Fig. (9), foi concebida com barras laminadas de perfil retangular, quadrado ou em forma de L.

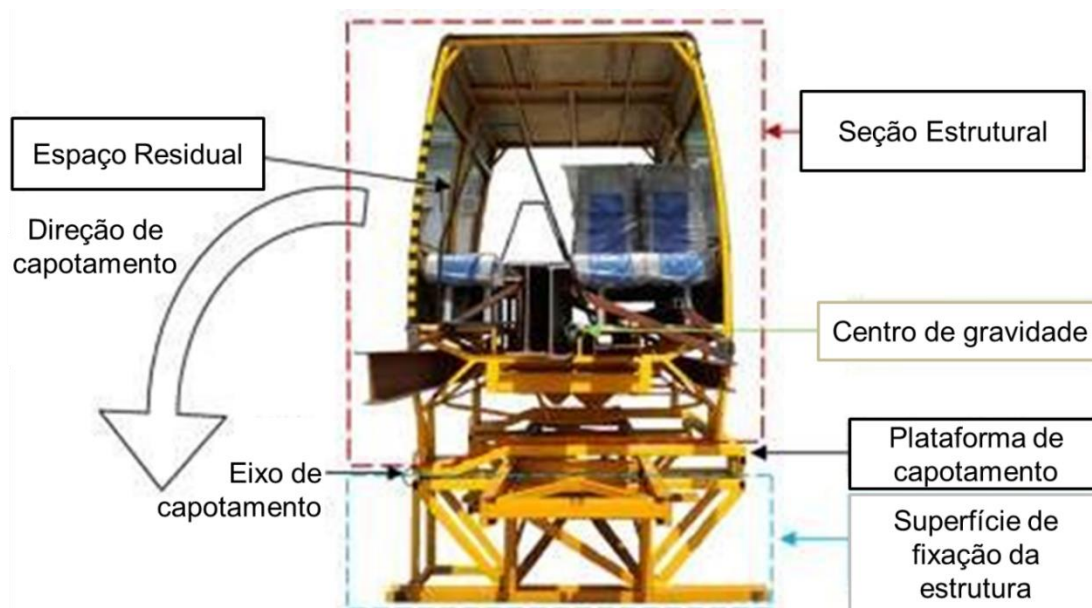


Figura 9. Estrutura real de uma seção de carroceria de ônibus (Adaptado de Micu et al., 2013)

Todo o modelo geométrico foi composto de superfícies. A estrutura é limitada na parte inferior por meio de apoio fixo aplicado na face de elementos longitudinais e transversais. A Fig. (10) mostra o modelo geométrico desenvolvido utilizando o programa ANSYS®.

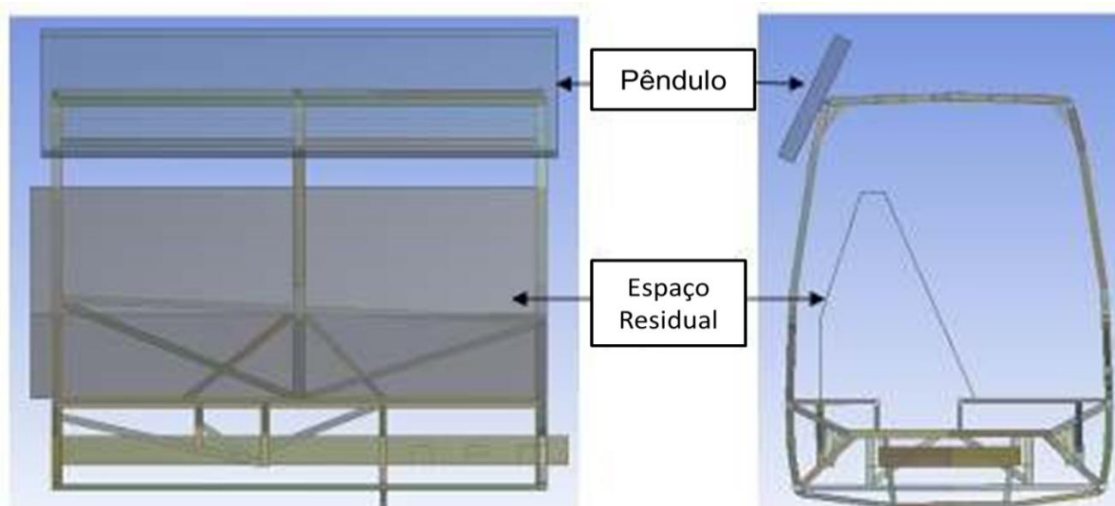


Figura 10. Modelo de seção de elementos finitos (Adaptado de Micu et al., 2013)

Em primeiro lugar, no trabalho de Deshmukh (2006), todos os modelos geométricos fornecidos pela empresa fabricante de ônibus local, gerados em *softwares* CAD como o Pro-E e CATIA, foram convertidos para o formato IGES, e em seguida, os modelos foram importados para a HyperMesh®. Neste *software*, as primeiras superfícies médias foram criadas a partir das estruturas importadas, como mostrado na Fig. (11), para logo depois, ser feita uma “limpeza geométrica”, uma modificação dos dados de geometria com o objetivo de preparar e garantir a boa realização das operações da simulação.

O *software* utilizado já disponibiliza opções como GEOM CLEANUP e DEFEATURE, ferramentas que realizam os procedimentos necessários mais rapidamente. Como exemplo desses procedimentos está a redução ou retirada de furos e curvaturas de um raio muito pequeno (inferior a 5 mm), os quais não têm significado estrutural suficientemente relevantes para serem levados em consideração.

Geometrias de furos são sempre difíceis de serem analisadas na estrutura, já que falseiam a geração de malhas. Aquelas que apresentavam um raio de mais de 5 mm foram gerados com um número mínimo de seis elementos. Já as muitas peças pequenas, como parafusos e porcas, também foram removidas da geometria para então criar em seu lugar pontos de solda.

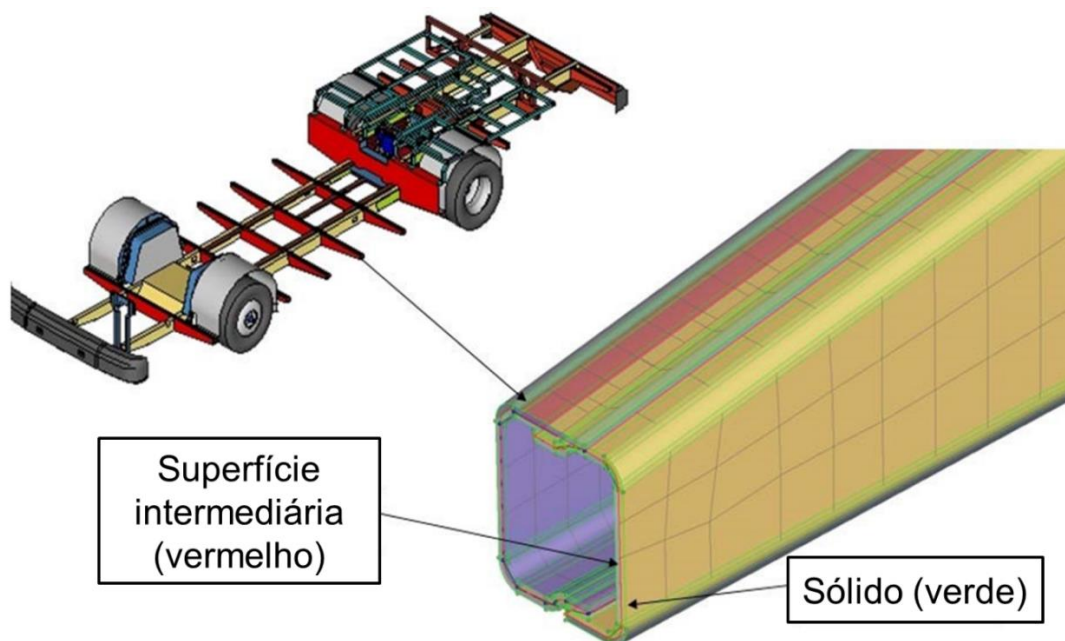


Figura 11. Conversão de sólidos para superfícies médias (Adaptado de Deshmukh, 2006)

Deshmukh (2006) definiu alguns parâmetros, como apresentado na Tab. (1), que foram mantidos durante todo o processo de criação de malha, garantindo assim um critério de qualidade no processo.

Tabela 1. Critérios de Qualidade da Malha (Deshmukh, 2006)

No	Parâmetro de Qualidade	Admissível Min./Máx.
1	Comprimento Lateral Mínimo	5
2	Comprimento Lateral Máximo	100
3	Proporção Máxima	5
4	Ângulo Máximo de Deformação	15
5	Ângulo Interno Mínimo de Elementos Quadrados	45
6	Ângulo Interno Máximo de Elementos Quadrados	135
7	Ângulo Interno Mínimo de Elementos Triangulares	15
8	Ângulo Interno Máximo de Elementos Triangulares	120
9	Percentual de Elementos Triangulares	5

Ao contrário de muitos, como apresentado anteriormente, Belingardi et al. (2013) desenvolveram o modelo numérico com base em uma seção da estrutura mostrada na Fig. (12). Construída e utilizada pelo *Cranfield Impact Center* (CIC) para alguns testes experimentais em outros projetos, essa estrutura foi criada a partir do que é regulamentado na ECE R66. Portanto, segundo tal norma, essa estrutura representa totalmente o comportamento de capotamento do ônibus completo a partir do qual ele foi obtido.

Examinando a estrutura, fica nítida a presença de uma maior rigidez na parte inferior quando comparada à parte superior, devido principalmente à presença de travessas e elementos de reforço. O resultado disto pode ser visto na Fig. (13), em um ensaio de capotagem realizada na estrutura, quase só a parte superior sofre grandes deformações, enquanto que a parte inferior não é submetida a deformações significativas. Com tal informação pode-se concluir que, no desenvolvimento do modelo numérico, é possível assumir que a parte inferior da seção da estrutura se comporta como sendo infinitamente rígida (Belingardi et al., 2013).



Figura 12. Seção da estrutura de ônibus modelada (Belingardi et al., 2013)



Figura 13. Seção da estrutura de ônibus deformada após impacto (Belingardi et al., 2013)

O modelo numérico da seção da estrutura desenvolvido por Belingardi et al. (2013), apresentado na Fig. (14), foi construído usando MADYMO, *software* desenvolvido pela TNO especificamente para as simulações de colisão. No modelo virtual foram empregados tanto corpos rígidos, quanto elementos finitos. A parte superior, composta de janelas e colunas do telhado, foi modelada utilizando corpos rígidos conectados entre si por juntas de revolução, enquanto a parte inferior da seção foi modelada usando somente corpo rígido. Contudo, com essa configuração, haveriam problemas na construção das estruturas, que seriam muito difíceis de serem tratadas no *software* de multicorpos. Com a finalidade de evitar isso, foram incluídas também algumas peças modeladas em elementos finitos. A utilização de ambos no mesmo modelo, elementos finitos e multicorpos, permitiu uma notável simplificação na fase de montagem da estrutura. Além disso, com a introdução de elementos finitos, Belingardi et al. (2013) tornaram possível descrever partes da estrutura, cujo comportamento, anteriormente, não era facilmente previsível.

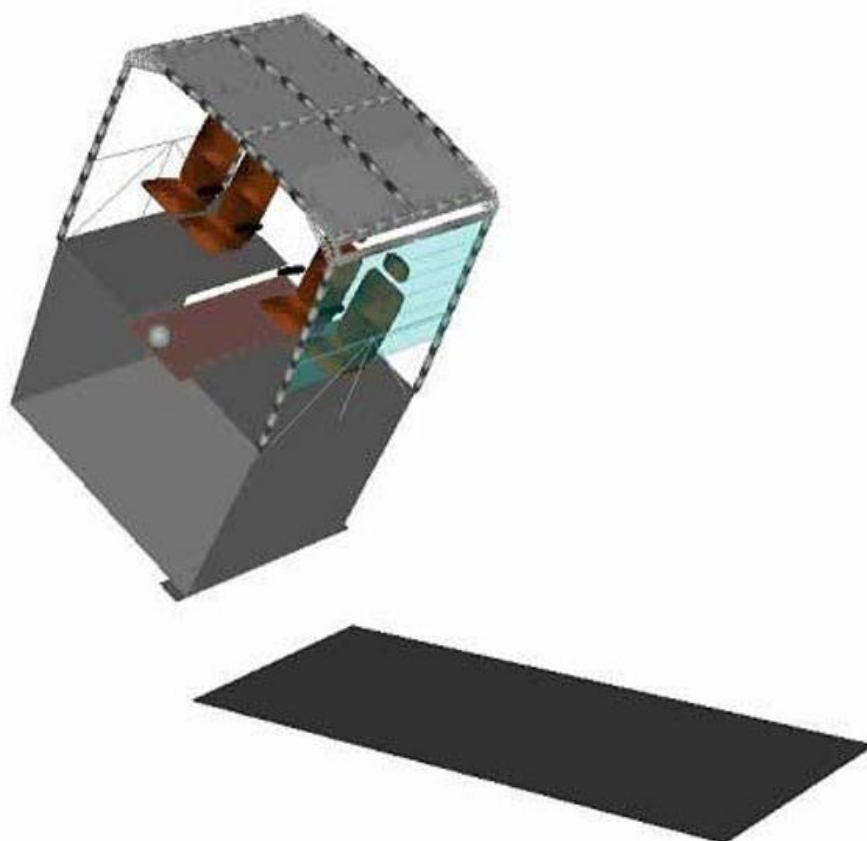


Figura 14. Modelo numérico da seção da estrutura de ônibus (Belingardi et al., 2013)

A abordagem multicorpos realizada por Belingardi et al. (2013) para análises de acidentes baseou-se em uma discretização das estruturas contínuas por meio de uma montagem de partes rígidas ligadas por articulações cinemáticas não lineares, como mostrado na Fig. (15), em que é evidenciado o colapso plástico local. Esta simplificação é justificada pela evidência experimental, na qual as deformações sofridas por uma estrutura como consequência de um impacto são localizadas em diversas zonas estreitas de cada componente, deixando as outras zonas relativamente pouco afetadas pela carga aplicada.

Belingardi et al. (2013) ainda prestou atenção à qualidade do modelo, pois a discretização grosseira da estrutura leva a resultados menos precisos em relação aos obtidos por uma análise completa de elementos finitos. Mas como contraponto, as juntas mecânicas que modelam as articulações da estrutura real são posicionadas a critério do analista, e mesmo que haja alguns requisitos, tal tarefa acaba por restringir os graus de liberdade de movimento de todo o sistema.

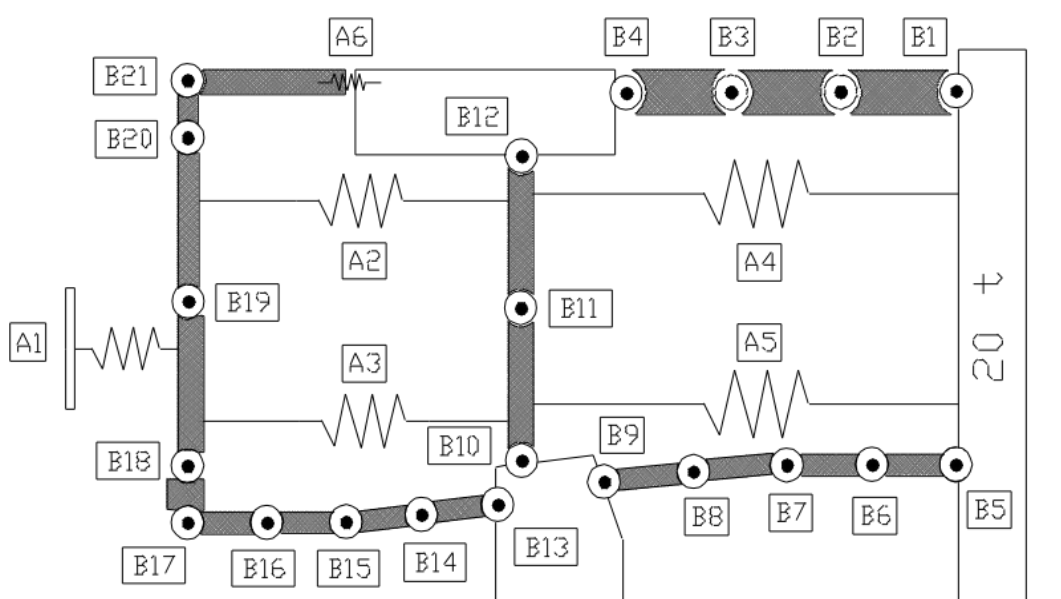


Figura 15. Exemplo de abordagem MB (Belingardi et al., 2013)

2.2.2. Modelo de Espaço Residual

Basicamente o espaço residual é um ambiente a ser preservado nos compartimentos dos passageiros, da tripulação e do motorista com o objetivo de promover uma melhor possibilidade de sobrevivência para os ocupantes em caso de um acidente de capotamento, sendo definido e descrito em detalhes em diversas normas (Deshmukh, 2006).

No modelo desenvolvido por Deshmukh (2006), um molde de espaço residual do veículo foi criado a partir de dois planos transversais verticais no interior do veículo que então se prolongam através do comprimento, como apresentado na Fig. (16). Por se tratar apenas de um molde para visualização e análises posteriores, foi atribuída a propriedade MAT_RIGID utilizando o *software* LS-DYNA®, além da eliminação de qualquer contato com as outras partes. Contudo o espaço residual precisa se deslocar juntamente com o modelo de ônibus durante o capotamento, o que exigiu a fixação do molde de espaço residual às peças do chão, as quais não ficam deformadas em uma análise de sobreposição.

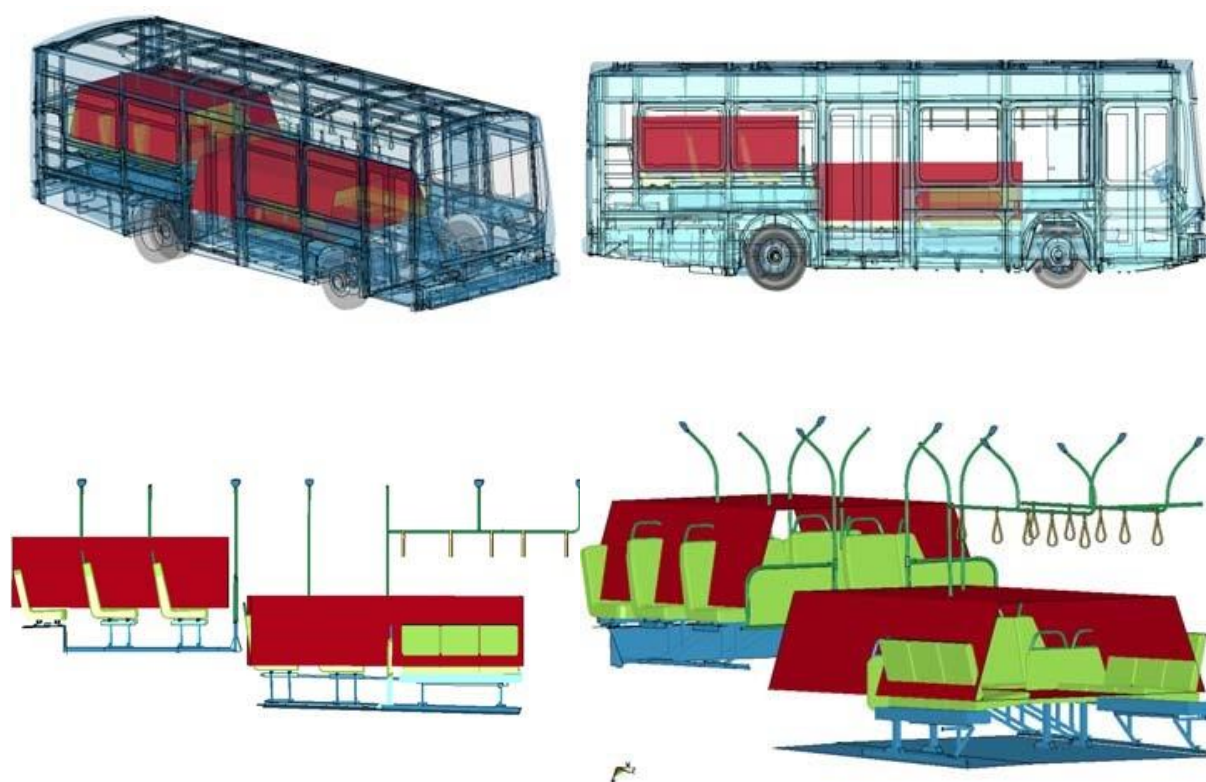


Figura 16. Espaço Residual (Deshmukh, 2006)

Entretanto, diversos trabalhos buscaram atender requisitos estipulados pela norma europeia ECE R66 (Micu, 2011; Kang, 2012; Karlinski, 2014; Rahman, 2011; Gepner, 2014; Gürsel, 2010), que se apresentam mais rigorosos quando comparados aos de Deshmukh (2006). Um trabalho relevante a ser tratado é dos autores Liang & Le (Liang, 2010), que inseriram o espaço residual no módulo FEMB do LS-DYNA® juntamente como o ônibus desenvolvido em elementos finitos, conforme descrito na Fig. (17).

O modelo do espaço residual criado consistiu de um conjunto de molduras rígidas, uma em cada seção, ao longo do interior do veículo, fixado rigidamente na região mais firme do chão, não havendo nenhuma conexão rígida em outros pontos entre o modelo do espaço residual e a carroceria do ônibus. E para garantir que o espaço residual fosse apenas um modelo de visualização, o mesmo foi modelado com a propriedade “NUL_MATERIAL”.

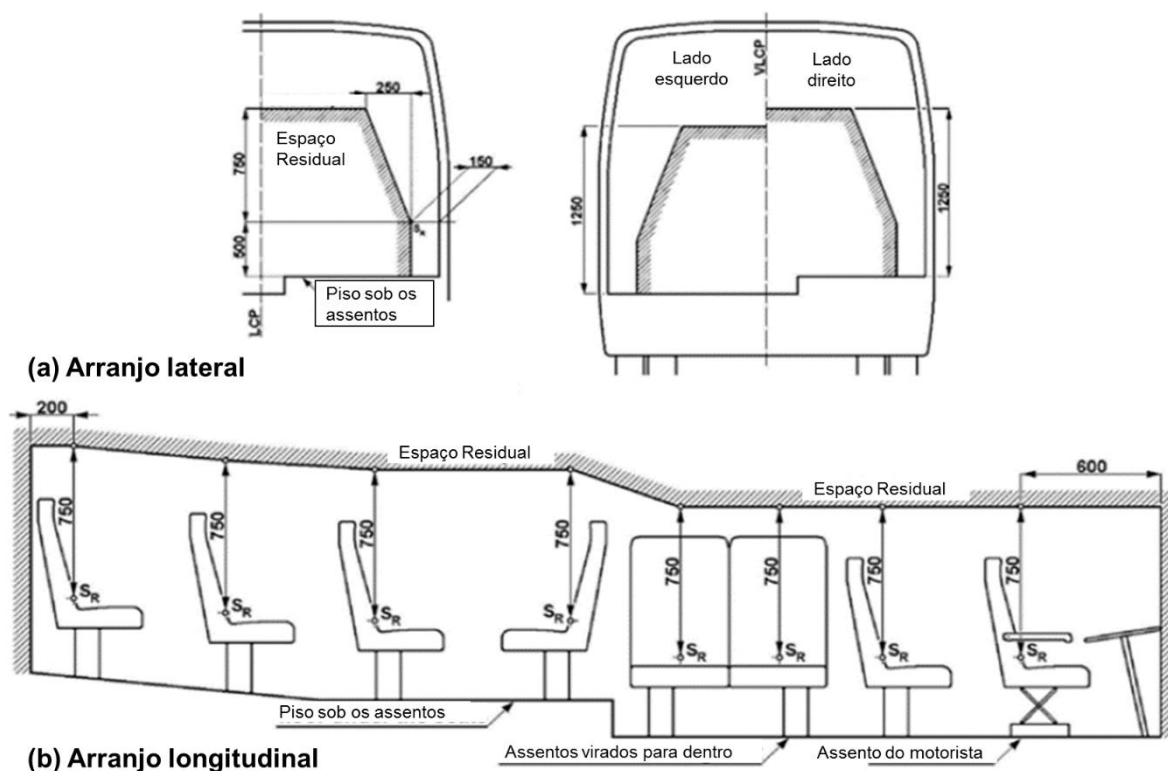


Figura 17. Espaço residual segundo a norma ECE R66 (Adaptado de Liang, 2010).

2.2.3. Modelo de Materiais

Depois de empregadas as mais diversas técnicas para uma reprodução fiel de um ambiente de simulação, este jamais existirá se não for aplicado ao modelo o material, uma característica fundamental para tornar a simulação verossímil. Para se obter uma resposta de comportamento elastoplástico do modelo de elementos finitos com carga quasi-estática adequada, Nurhadi et al. (2011) optaram por um modelo de material para representar as propriedades mecânicas do aço SAPH 41 (de acordo com JIS L 3113), um aço especial comumente utilizado na fabricação de carrocerias que possui:

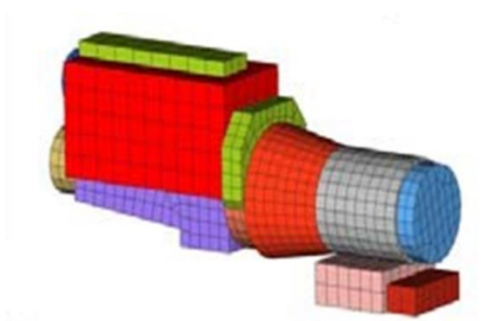
- Limite de elasticidade de 255 MPa;
- Resistência à tração de 402 MPa (a 20% de deformação final);
- Módulo de elasticidade de 200 GPa;
- Coeficiente de Poisson de 0,3; e
- Módulo tangente de 740 MPa.

Para obter dados de materiais mais elaborados, Liang & Le (2010) realizaram ensaios de tração aplicados a diversos exemplares, para então inserir as curvas de tensão-deformação obtidas no LS-DYNA®, para assim devolver um material personalizado, o qual usa o módulo de Young quando as tensões se mostram abaixo do limite de elasticidade aparente e a curva de tensão-deformação caso as tensões fiquem acima do limite de elasticidade aparente.

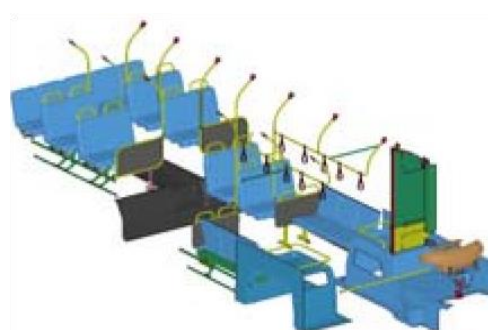
Assim como Liang & Le (2010) em seu trabalho, Deshmukh (2006) utilizou como material personalizado em seu modelo de elementos finitos. Mas por possuir uma estrutura mais elaborada, ainda houveram aplicações de outros materiais, bem como uma aplicação do próprio material desenvolvido em outras peças, como, por exemplo, em para-brisas e janelas de passageiros.

2.2.4. Modelagem dos Componentes Não Estruturais

Muitos componentes não estruturais, como o motor, tanque de combustível, compartimento da bateria e sistema de arrefecimento se movem juntamente com a estrutura principal de ônibus. Apesar desses componentes contribuírem de forma significativa para o peso, apresentam uma deformação irrisória durante um capotamento. Com tal característica e a fim de manter a massa e o centro de gravidade (CG) do ônibus os mais fiéis possível à realidade, Deshmukh (2006) introduziu componentes não estruturais no modelo de elementos finitos como apresentado na Fig. (18).



Motor



Interior do ônibus

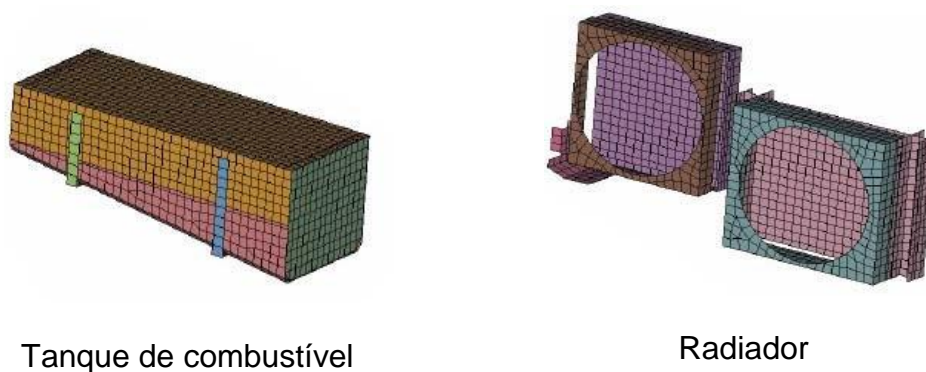


Figura 18. Componentes não-estruturais de ônibus (Deshmukh, 2006)

Para acoplar todos os subconjuntos foram feitas ligações através das peças após a geração da malha, sendo as peças deformáveis ligadas com pontos de solda entre si e os corpos rígidos conectados às peças deformáveis. Como resultado, se alguma parte não estiver conectada corretamente, ela irá se deslocar (Deshmukh, 2006). Embora essa análise implícita leve pouco tempo computacional para ser realizada, ela requer a alocação de memória muito alta, mas ainda assim, é uma boa maneira de verificação de todos os pontos de solda e articulações de modelos.

Depois de fazer a união de todos os componentes em elementos finitos, verificar as mesmas por análise de vibração e gerar uma malha única, Deshmukh (2006) obteve um modelo completo como mostrado nas Figs. (19) e (20). No final, com todos os componentes internos, foi modelado um modelo detalhado de ônibus em elementos finitos com 282.025 elementos, 20.306 pontos de solda e 26 materiais. Um resumo do modelo de elementos finitos gerado está listado na Tab. (4).

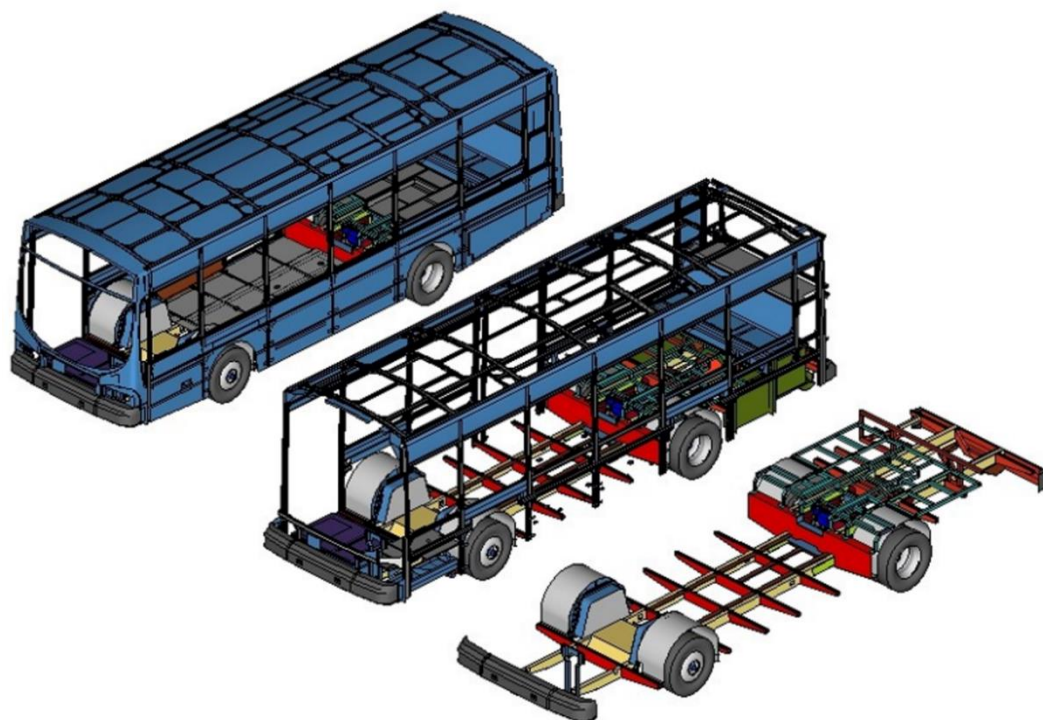


Figura 19. Modelos dos subconjuntos de um ônibus urbano (Deshmukh, 2006)

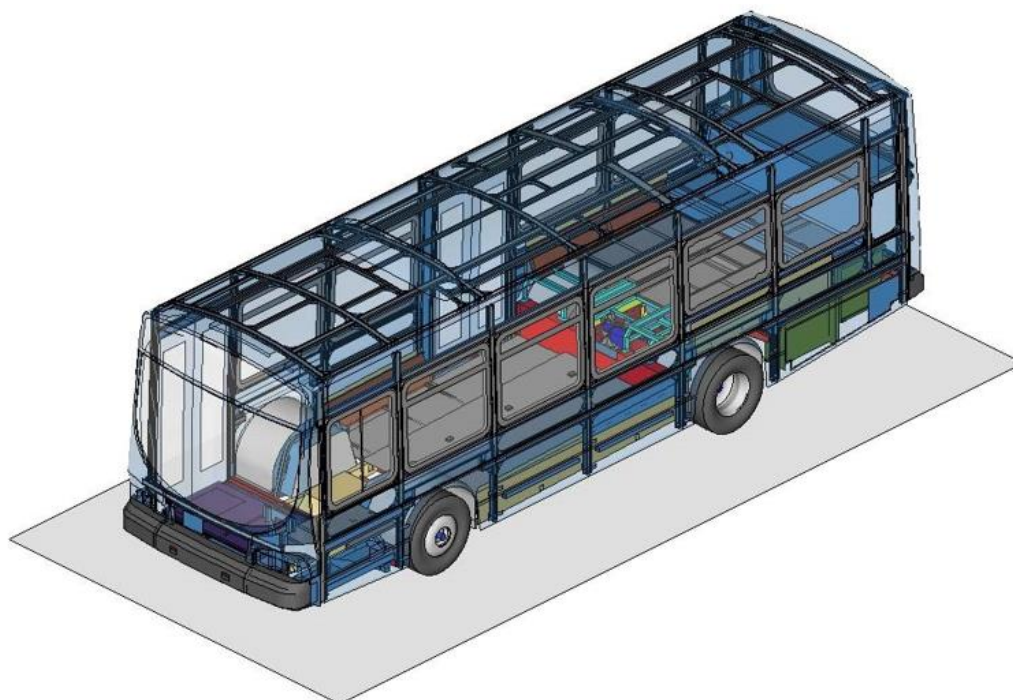


Figura 20. Modelo completo de um ônibus urbano em elementos finitos (Deshmukh, 2006)

Tabela 4. Resumo do modelo de elementos finitos de ônibus (Deshmukh, 2006)

Número de peças	1.338
Número de nós	298.833
Número de elementos	282.025
Número de pontos de solda	20.306
Número de materiais	26
Número de propriedades de seção	1.348
Número de subconjuntos	43
Número de juntas cinemáticas	32
Número de modelos de pneus	6

Diante da revisão bibliográfica apresentada neste capítulo, o Método de Elementos Finitos se mostra viável para a aplicação em questão, pois permite a recriação fiel de diferentes estruturas, bem como a aplicação correta das propriedades dos materiais e a boa representação de não linearidades necessárias para uma simulação correta e válida.

Porém deve-se ter conhecimentos das desvantagens impostas pelo método quando comparados aos demais métodos aqui citados, das quais destaca-se a limitação imposta pela necessidade da aplicação de contato rígidos aos pontos de união da estrutura, prejudicando as geometrias das estruturas.

Os trabalhos científicos aqui pesquisados e citados demonstraram resultados satisfatórios para o MEF, os quais serão utilizados no desenvolvimento deste trabalho, juntamente com a fundamentação teórica, bem como a fundamentação técnica e normativa, referente ao tema estudado que será apresentada no próximo capítulo.

3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA: MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

Nesse capítulo são abordados temas de forma breve sobre o Método de Elementos Finitos, uma ferramenta crucial para esse trabalho, bem como para o desenvolvimento de sistema de engenharia avançada, nos quais engenheiros têm de passar por um processo muito rigoroso de modelagem, simulação, visualização, análise, concepção, criação de protótipos, testes e, finalmente, a fabricação/construção. Com base nos temas apresentados e, principalmente, nas descrições apresentadas pela plataforma ANSYS® Help, são descritos critérios e métodos adotados para a realização do presente trabalho.

3.1. MÉTODO E GEOMETRIA

Cook et al. (2002) define a análise de elementos finitos, ou também chamado método dos elementos finitos, como um método para soluções numéricas de problemas que requerem a determinação da distribuição espacial de uma ou mais variáveis dependentes. Matematicamente, são problemas descritos por equações diferenciais ou por integrações, sendo que em ambos os casos a formulação de elementos finitos é possível.

A geometria básica de modelos de elementos finitos é definida por nós, elementos e corpos rígidos. Cada elemento do modelo representa uma porção discreta da estrutura física, sendo essa constituída por diversos elementos interligados. Os nós são compartilhados e tem como função conectar um elemento a outro, que juntos abrangem toda a geometria do modelo. Todos os elementos e nós criados para um modelo são chamados de malha (Cook et al., 2002).

O tipo de elemento, sua forma e localização, bem como o número total de elementos utilizados na malha, afeta diretamente os resultados obtidos a partir de uma simulação. Geralmente, quanto maior a densidade da malha, mais precisos se tornam os resultados obtidos a partir da simulação, pois à medida que densidade de malha é aumentada, os resultados da análise convergem para uma única solução (exceto em casos raros). Porém, uma malha mais densa pode fazer com que o tempo de processamento necessário para a análise aumente consideravelmente. A solução a partir do modelo numérico é geralmente uma aproximação para a solução do problema da física a ser simulada (Reddy, 2006).

3.2. TIPO DE ELEMENTO

Segundo ANSYS (2015), a seção de viga não linear generalizada é um tipo de seção transversal abstrata que permite ao usuário definir através da tensão axial, curvatura de flexão e das tensões de cisalhamento transversais diversos como flexão, torção e cisalhamento.

A entrada de dados da seção generalizada não requer como dependência dados de geometria de seção transversal ou dados de material. Para avaliar as matrizes de massa, o ANSYS® toma como referencial uma unidade de área de seção transversal, dessa forma se torna mais fácil incluir uma resposta não linear de um componente estrutural medida experimentalmente ou para a incluir um comportamento complexo como a distorção de uma seção transversal, o que não é possível em seções de viga comum, logo o elemento de viga (BEAM) se torna o mais interessante para o problema apresentado no presente trabalho (ANSYS, 2015).

O comportamento dos elementos de viga é governada pela relação tensão-generalizada/deformação-generalizada conforme a matriz apresentada a seguir.

$$\begin{bmatrix} N \\ M_1 \\ M_2 \\ \tau \\ S_1 \\ S_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} AE(\varepsilon, T) & & & & & & & \\ & I_1 E(k_1, T) & & & & & & \\ & & I_2 E(k_2, T) & & & & & \\ & & & JG(\chi, T) & & & & \\ & & & & A_1 G(\gamma_1, T) & & & \\ & & 0 & & & A_2 G(\gamma_2, T) & & \\ & & & & & & & \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon \\ k_1 \\ k_2 \\ \chi \\ \gamma_1 \\ \gamma_2 \end{bmatrix}$$

Onde:

- N = Força axial;
- M_1 = Momento de flexão no plano XZ;
- M_2 = Momento de flexão no plano XY;
- τ = Torque;
- S_1 = Força de cisalhamento transversal no plano XZ;
- S_2 = Força de cisalhamento transversal no plano XY;
- ε = Deformação axial;
- κ_1 = Curvatura no plano XZ;
- κ_2 = Curvatura no plano XY;

- χ = Torção da seção transversal;
- γ_1 = Deformação por cisalhamento no plano XZ;
- γ_2 = Deformação por cisalhamento no plano in plane XY;
- $AE(\epsilon, T)$ = Rigidez axial como uma função da deformação axial e da temperatura;
- $I_1E(\kappa_1, T)$ = Rigidez à flexão como função da temperatura e curvatura no plano XZ;
- $I_2E(\kappa_2, T)$ = Rigidez à flexão como função da temperatura e curvatura no plano XY;
- $JG(\chi, T)$ = Rigidez de torção, como uma função de temperatura e de torção;
- $A_1G(\gamma_1, T)$ = Rigidez de cisalhamento transversal como uma função da deformação por cisalhamento e temperatura no plano XZ;
- $A_2G(\gamma_2, T)$ = Rigidez de cisalhamento transversal como uma função da deformação por cisalhamento e temperatura no plano XY;
- T é a temperatura atual.

Podem ainda ser utilizados para completar a definição de uma seção transversal generalizada os coeficientes de expansão térmica e da densidade de massa.

O elemento de viga mais adequada para aplicações com grandes deformações como o presente trabalho, de acordo com ANSYS (2015), é o BEAM189. Por ser um elemento de viga quadrático com três nós, como representado na Fig. (21), o BEAM189 será capaz de promover os seis graus de liberdade (3 de rotação e 3 de translação), além de suportar elasticidade, plasticidade, fluência e diversos modelos de materiais não-lineares, apresentando-se assim como uma evolução ao modelo proposto por Alcalá et al. (2013) apresentado no capítulo 2.

O elemento BEAM189 baseia-se na teoria de viga de Timoshenko, teoria de deformação cisalhante de primeira ordem na qual a deformação cisalhante transversal permanece constante ao longo da seção transversal, ou seja, as seções transversais continuam planas e sem distorções após a deformação.

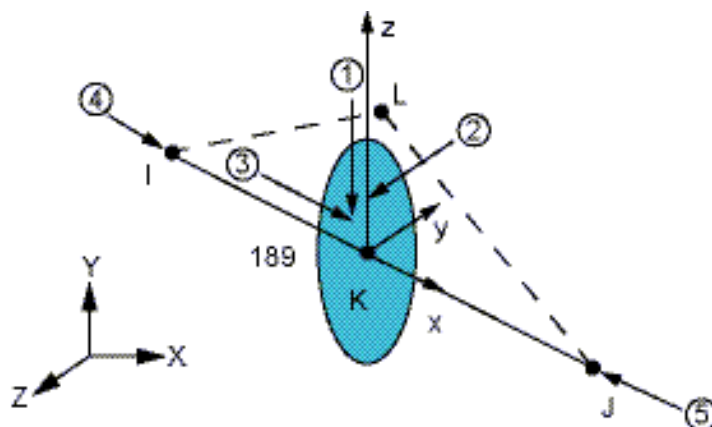


Figura 21. Elemento de barra tipo Beam189 (ANSYS, 2015)

3.3. CONVERGENCIA DA MALHA

Por mais que o seu modelo possua uma malha bem refinada, será necessária também uma taxa de convergência satisfatória para que seja garantida uma precisão aceitável, ainda sem exigir muitos graus de liberdade (Cook et al., 2002).

Ainda segundo Cook et al., (2002), a taxa de convergência de tipo de elemento variam entre si, mas todas podem ser obtidas por meio de análise ou por um estudo dos resultados fornecidos por uma sequência de malhas sucessivamente refinadas.

Considerando então interpolação linear por partes, com uma malha elementos finitos de refinamento suficiente para que os graus de liberdade nodais possam ser considerados exatos e assumindo que a função de deslocamento $u = u(x)$ pode ser considerada como tendo variação quadrática sobre o intervalo h dos elementos 1-2 mostrados na Fig. (22.a).

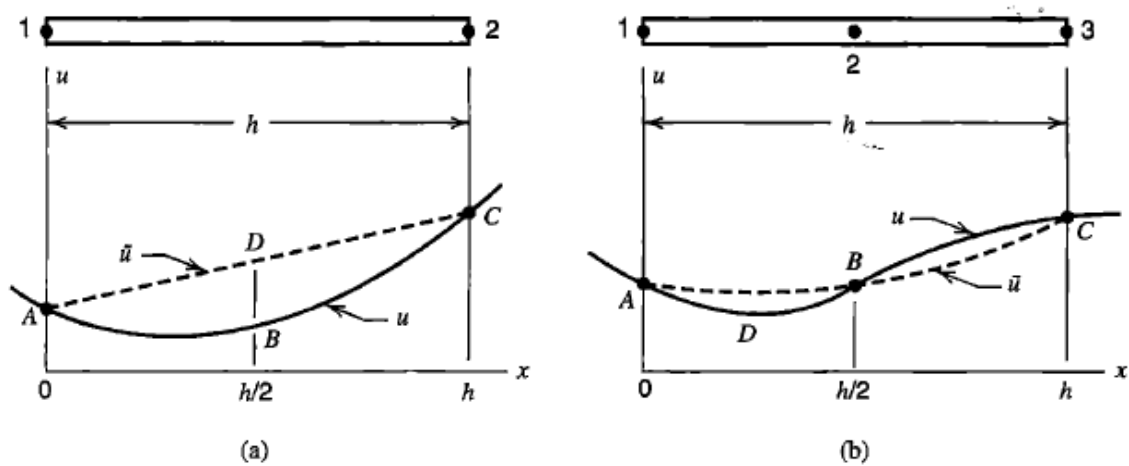


Figura 22. Funções $u = u(x)$ ilustradas pelas curvas de sólidos, e suas aproximações feitas interpolação de elementos finitos (linhas tracejadas) (Cook et al., 2002)

Sendo que a curva quadrática ABC tem a forma de $u = a+bx+cx^2$, onde a, b, e c são constantes, a linha pontilhada de aproximação é definida pela equação $\tilde{u} = a+(b+ch)x$ e o erro e da aproximação linear de elementos finitos é maior no ponto médio D, onde

$$e_D = u_D - u_B = \frac{u_A+u_C}{2} - u_B = \frac{ch^2}{4} = \frac{h^2}{8} u'' \quad (1)$$

No qual u'' é a curvatura $d^2u/dx^2 = 2c$ e o erro da aproximação linear representado pelo gradiente $u' = du/dx$ é melhor em A e C, onde os valores de u' tem igual magnitude e sinais opostos. Em A, onde $du/dx = b$, o erro do gradiente é dado por:

$$e'_A = \frac{u_C - u_A}{h} - b = hc = \frac{h}{2} u'' \quad (2)$$

Observando as Eqs. (1) e (2) apresentadas por Cook et al., (2002), nota-se que a função linear e sua primeira derivada têm erros proporcionais para u'' da função exata, o que no caso depende do primeiro termo de alta ordem não contido na aproximação linear de elementos finitos. É possível notar também relação entre o comprimento de elemento h e u . Quanto reduzindo o comprimento pela metade, o erro de u cai para um quarto e o erro de du/dx é reduzido pela metade. Usando o símbolo O para expressar a "ordem", descrevesse que o erro então como $O(h^2)$ para sua própria função e 1 (linear) para a sua primeira derivada (Cook et al., 2002).

Da mesma que forma que para a função quadrática, pode-se aproxima uma função cúbica $u = u(x)$ por meio de uma curva quadrática cujos valores nos nós 1, 2, e 3 são exatos como ilustrado na Fig. (22.b). Para o sólido e a curva tracejada tem-se a Eq. (3) e (4).

$$u = a + bx + cx^2 + dx^3 \quad (3)$$

$$\tilde{u} = a + \left(b - \frac{1}{2}dh^2\right)x + \left(c - \frac{3}{2}dh\right)x^2 \quad (4)$$

O erro e é definido por $\tilde{u} - u$ em D , para $x = h/4$, e o erro gradiente e' é igual $\tilde{u}' - u'$ em A , são:

$$e_D = \frac{3dh^3}{64} = \frac{h^3}{128}u''' \quad (5)$$

$$e'_A = -\frac{dh^2}{2} = -\frac{h^2}{12}u''' \quad (6)$$

Onde $u''' = 6d$ é d^3u/dx^3 da curva cúbica. Aqui, como na Fig. (22.a), nota-se que o erro está relacionado ao primeiro termo de alta ordem não contido na aproximação linear de elementos finitos.

Uma generalização destes resultados pode ser feita da seguinte forma: seja p o grau de mais alta ordem polinomial completa contido no campo de interpolação dos elementos finitos e h uma medida linear do tamanho do elemento. Então, o erro pode ser definido como $O(h^{p+1})$ em relação à quantidade de campo e como $O(h^{p+1-n})$ para a n -ésima derivada da quantidade de campo, e a taxa de convergência é $p+1$ para a quantidade de campo e $p+1-r$ para a n -ésima derivada da quantidade de campo (Cook et al., 2002).

Caso o erro já esteja calculado, o ANSYS permite que a inserção dele para que seja feito o controle da convergência. No cálculo de tensões, deslocamentos, modos de vibração, temperaturas e fluxos de calor, a utilização de solucionador adaptativo pelo programa promove uma identificação e refinamento do modelo em áreas que se beneficiam desse refinamento adaptativo. O critério para a convergência padrão para o ANSYS é de 20% (ANSYS, 2015).

Pode ser feito ainda pelo ANSYS, através do ajuste do parâmetro *Refinement Depth*, o controle da agressividade do refinamento adaptativo. O valor padrão para o *Refinement Depth* é de 2 para análises estruturais e 0 para análises magnetostáticas,

sendo que ele pode variar em um intervalo de 0 a 3, que mesmo sendo pequeno apresenta uma grande variação na malha produzida como apresentado na Fig. (23). Por padrão, quando ocorre a convergência adaptativa, para ajudar a garantir uma transição suave e evitar distorções excessivas dos elementos no refinamento, o programa irá aperfeiçoar a uma profundidade de 2 elementos. Em geral, para análises mecânicas, o valor padrão de 2 é altamente recomendado. No entanto, pode-se reduzir o valor caso a malha esteja sendo considerada densa demais ou a solução esteja exigindo um tempo muito excessivo de simulação (ANSYS, 2015).

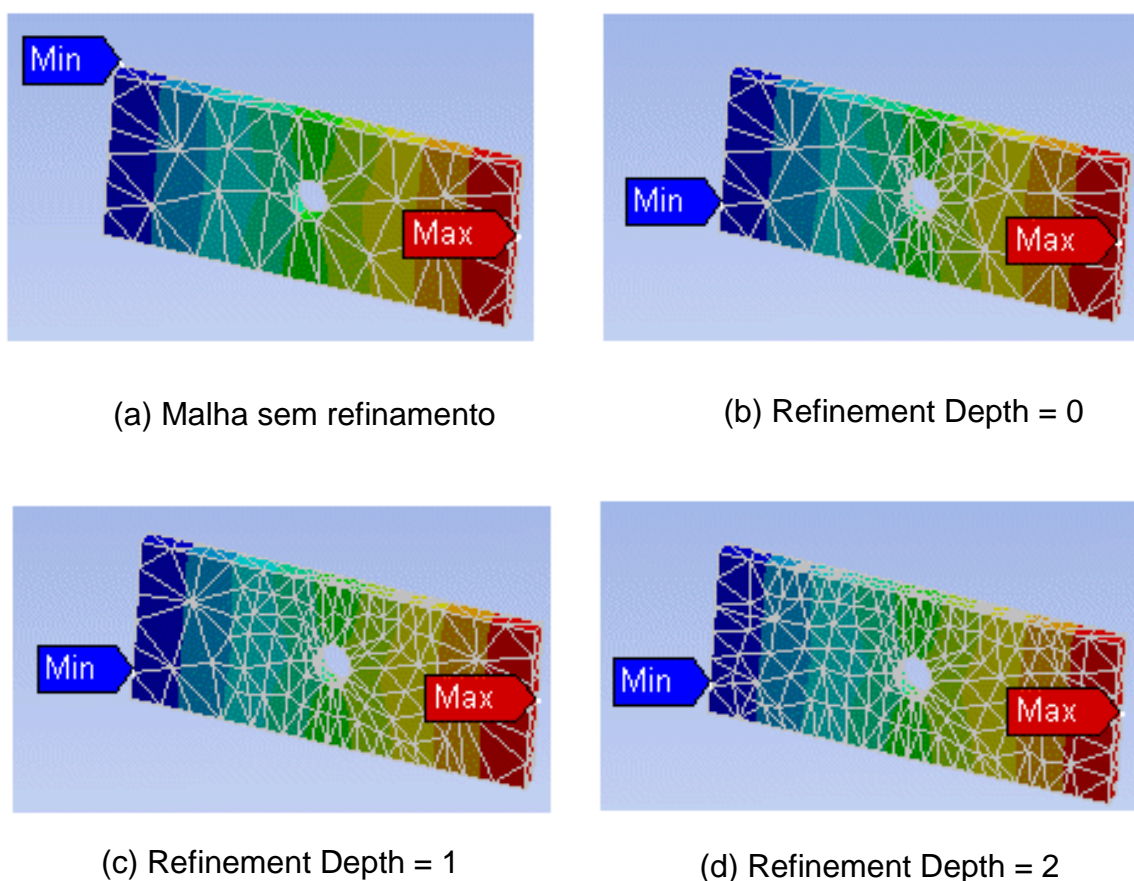


Figura 23. Refinamento de malhas com base no parâmetro *Refinement Depth*
(Adaptado de ANSYS, 2015)

3.4. MÉTODO DE SOLUÇÃO

Dois métodos de solução estão disponíveis para resolver os problemas estruturais no *software* ANSYS: o método H e o método P. O método H pode ser

utilizado para qualquer tipo de análise, enquanto que o método P pode ser utilizado somente para análise estática estrutural linear. Dependendo do problema a ser resolvido, o método H geralmente requer uma malha mais fina do que a método P, e por isso, exige um processamento pelos fatores já descritos (ANSYS, 2015).

Mesmo que o método P proporcione uma excelente maneira de resolver um problema com um nível desejado de precisão enquanto estiver sendo utilizada uma malha grossa, em geral, o *software* ANSYS o método de solução H como padrão para realização de simulações.

3.5. MÉTODO DOS DESLOCAMENTOS VIRTUAIS

Para compreender as abordagens e análises de deslocamentos que serão expostos no presente trabalho, serão apresentados agora alguns conceitos importantes, e brevemente será introduzida uma estrutura matemática para procedimentos de elementos finitos. Para tanto, será adotado para análise um exemplo simples.

Considerando a barra unidimensional na Fig. 24, a qual é submetida a uma carga distribuída $f^B(x)$ e uma carga concentrada R, ambas na sua extremidade direita. Para essa situação, a formulação diferencial da barra fornece as equações que governam o sistema como a seguir (Bathe, 1996).

$$\text{Formulação Diferencial} \left\{ \begin{array}{l} EA \frac{d^2u}{dx^2} + f^B = 0 \\ u|_{x=0} = 0 \\ EA \frac{du}{dx} \Big|_{x=L} = R \end{array} \right. \begin{array}{l} (7) \\ (8) \\ (9) \end{array}$$

Sendo $f^B = ax$, pode se obter a seguinte solução:

$$u(x) = \frac{-\left(\frac{ax^3}{6}\right) + \left(R + \frac{1}{2}aL^2\right)x}{EA} \quad (10)$$

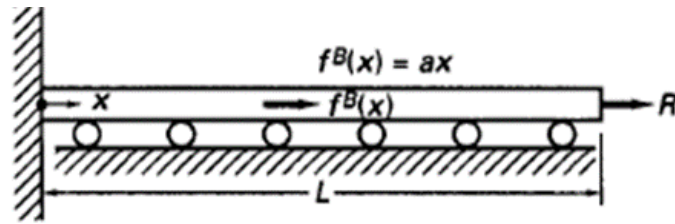


Figura 24. Barra uniforme sujeita à carregamento f^B e carregamento concentrado R (Adaptado de Bathe, 1996).

Segundo Bathe (1996), a Eq. (7) é a determinação de equilíbrio em qualquer ponto x pertencente a barra, então entende-se que a Eq. (8) é a condição de contorno essencial (ou geométrica), e a Eq. (9) é a condição de contorno natural (ou de força). A solução analítica exata apresentada na Eq. (10) satisfaz então todas as três equações de (7) a (9).

É possível notar também que a solução $u(x)$ é uma função contínua e que pode ser derivada duas vezes, conforme exigido em Eq. (7). Na verdade, pode se dizer que as soluções para Eq. (7) satisfazendo Eqs. (8) e (9) para qualquer carregamento contínuo f^B posicionado no espaço das funções contínuas e duas vezes deriváveis que satisfazem Eqs. (8) e (9).

Uma abordagem alternativa para a solução do problema de análise é dada pela formulação variacional a seguir (Bathe, 1996).

$$\text{Formulação Variacional} \left\{ \begin{array}{l} \Pi = \int_0^L \frac{1}{2} EA \left(\frac{du}{dx} \right)^2 dx - \int_0^L u f^B dx - Ru|_{x=L} \quad (11) \\ \delta \Pi = 0 \quad (12) \\ u|_{x=0} = 0 \quad (13) \\ \delta u|_{x=0} = 0 \quad (14) \end{array} \right.$$

Onde δ significa "variação em" e δu é uma variação arbitrária em u sujeita à condição $\delta u|_{x=0} = 0$. Tomando $\delta u(x)$ como qualquer função contínua que satisfaz a condição de contorno da Eq. (14). Em outros autores, como Cook et al. (2002), a formulação variacional e diferencial são, respectivamente, também chamadas de formulação fraca e formulação forte.

Sabe-se que nas Eqs. (11) a (14) são totalmente equivalentes as Eqs. (7) a (9), pois, invocando a Eq. (12) e, em seguida, usando a integração por partes e a condição

de contorno da Eq. (14) pode se obter as equações de (7) e (9). Logo, a solução das equações de (11) a (14) é também a Eq. (10) (Bathe, 1996).

Uma vez que a Eq. (7) é válida para todos os pontos pertencentes a barra, têm-se que:

$$\left(EA \frac{d^2 u}{dx^2} + f^B \right) \delta u = 0 \quad (15)$$

Onde $\delta u(x)$ é uma variação arbitrária em u (ou uma função contínua arbitrária) com $\delta u|_{x=0} = 0$. Por isso, pode concluir que

$$\int_0^L \left(EA \frac{d^2 u}{dx^2} + f^B \right) \delta u \, dx = 0 \quad (16)$$

Integrando por partes, tem-se que

$$\int_0^L \frac{d\delta u}{dx} EA \frac{du}{dx} \, dx = \int_0^L f^B \delta u \, dx + EA \frac{du}{dx} \delta u|_0^L \quad (17)$$

Substituindo as Eqs. (9) e (14), encontra-se

$$\begin{array}{l} \textit{Princípio dos} \\ \textit{Deslocamentos} \\ \textit{Virtuais} \end{array} \left\{ \begin{array}{l} \int_0^L \frac{d\delta u}{dx} EA \frac{du}{dx} \, dx = \int_0^L f^B \delta u \, dx + R \delta u|_{x=L} \\ u|_{x=0} = 0; \quad \delta u|_{x=0} = 0 \end{array} \right. \quad (18)$$

Dessa forma, é possível obter a partir da Eq. (18) que

$$\delta \left\{ \int_0^L \left(\frac{EA}{2} \frac{d^2 u}{dx^2} - f^B u \right) dx - Ru|_{x=L} \right\} = 0 \quad (20)$$

Que juntamente com a Eq. (19) é a expressão variacional das Eqs. (11) a (14).

A relação da Eq. (18) juntamente com a condição apresentada na Eq. (19) é o chamado princípio dos deslocamentos virtuais (ou princípio do trabalho virtual) em que $\delta u(x)$ é o deslocamento virtual (Bathe, 1996).

Para Bathe (1996) é importante reconhecer que as três formulações do problema de análise acima são totalmente equivalentes, isto é, a solução da Eq. (10) é a solução única $u(x)$ da formulação diferencial, da formulação variacional e do princípio de deslocamentos virtuais. Contudo, pode se notar que o princípio de trabalho virtual e a formulação variacional envolvem apenas derivações de primeira ordem das funções u e δu . Por isso, o espaço das funções em que se procura uma

solução é claramente maior do que o espaço de funções utilizados para a solução da Eq. (7), e deve haver uma consideração sobre o que significa e como é importante o uso de um maior espaço de funções, quando se está resolvendo o problema da Fig. 24 com o princípio de deslocamentos virtuais.

O espaço de funções utilizadas com o princípio dos deslocamentos virtuais contém o espaço de funções utilizados com a formulação diferencial, logo, todos os problemas de análise que podem ser resolvidos com a formulação diferencial das equações de (7) a (9) também pode ser resolvido exatamente com o princípio de deslocamentos virtuais. No entanto, na análise da barra (assim como na análise de estruturas de barras e de vigas em gerais) condições adicionais para as quais o princípio de trabalho virtual pode ser utilizado diretamente para a solução são aquelas onde as cargas concentradas são aplicadas na barra ou onde há descontinuidades na propriedade do material ou na área da seção transversal. Nestes casos, a primeira derivada de $u(x)$ é descontínua e, portanto, a formulação diferencial tem de ser estendida para levar em consideração todos os casos. Assim, a formulação variacional e o princípio de deslocamentos virtuais são soluções mais diretas e mais poderosas para o problema (Bathe, 1996).

Para situações gerais de tensões duas ou três dimensões, se deve considerar modelos matemáticos de energia de deformação finita, e em seguida, a formulações diferencial e de princípio de trabalhos virtuais são também totalmente equivalentes e fornecem a mesma solução.

Essas considerações apontam para um poderoso procedimento geral para a formulação da solução numérica do problema na Fig. 24. Considerando a Eq. (16), na qual pode-se substituir δu com a função de teste v , como apresentado abaixo (Bathe, 1996).

$$\int_0^L \left(EA \frac{d^2 u}{dx^2} + f^B \right) v \, dx = 0 \quad (21)$$

Com $u = 0$ e $v = 0$ em $x = 0$. Integrando por partes e usando a Eq. (9), obtêm-se

$$\int_0^L \frac{dv}{dx} EA \frac{du}{dx} = \int_0^L f^B v \, dx + Rv|_{x=L} \quad (22)$$

Essa relação é uma aplicação do método de Galerkin ou do princípio de deslocamentos virtuais e define que para $u(x)$ sendo a solução do problema, o lado esquerdo da Eq. (22), que expressa o trabalho virtual interno, deve ser igual ao do lado direito, que representa o trabalho virtual externo, para qualquer teste arbitrário ou função de deslocamento virtual $v(x)$ que seja contínuo e que satisfazem a condição $v = 0$ em $x = 0$ (Bathe, 1996).

A Eq. (22) pode então ser escrita como a procura de $u \in V$ de tal modo que $a(u, v) = (f, v)$ para $\forall v \in V$ onde o espaço V é definido por

$$V = \left\{ v \mid v \in L^2(L), \frac{dv}{dx} \in L^2(L), v|_{x=L} = 0 \right\} \quad (24)$$

E $L^2(L)$ é o espaço das funções quadradas integráveis ao longo do comprimento da barra, $0 \leq x \leq L$.

Usando as Eqs. (22) e (23), tem-se que

$$a(u, v) = \int_0^L \frac{du}{dx} EA \frac{dv}{dx} dx \quad (25)$$

$$(f, v) = \int_0^L f^B v dx + Rv|_{x=L} \quad (26)$$

Onde $a(u, v)$ é a configuração bilinear e (f, v) é a configuração linear do problema.

A definição do espaço das funções V na Eq. (24) diz que qualquer elemento v em V é zero em $x = 0$ e que

$$\int_0^L v^2 dx < \infty; \quad \int_0^L \left[\frac{dv}{dx} \right]^2 dx < \infty$$

Assim, qualquer elemento v em V corresponde a uma energia de deformação finita. Nota-se que os elementos em V englobam todas as funções que são apresentadas como candidatas para a solução da formulação diferencial das Eqs. (7) a (9) com carregamento contínuo f^B e também correspondem a possíveis soluções com deformações descontínuas. Essa observação realça a generalidade da formulação do problema ilustrada pelas Eqs. (23) e (24).

Para a solução de Galerkin (ou de elementos finitos) é necessário definir o espaço V_h da função de prova (ou de elementos finitos) v_h como apresentado a seguir (Bathe, 1996).

$$V_h = \left\{ v_h \mid v_h \in L^2(L), \frac{dv_h}{dx} \in L^2(L), v|_{S_u} = 0 \right\} \quad (27)$$

Onde S_u indica a área da superfície sobre a qual o deslocamento *zero* é prescrita. O subscrito h indica que uma determinada discretização dos elementos finitos está a sendo considerada. A formulação de elementos finitos do problema é então

$$\text{Encontrar } u_h \in V_h \text{ de tal modo que } a(u_h, v_h) = (f, v_h) \quad \forall v_h \in V_h \quad (28)$$

É possível notar claramente que a Eq. (28) é o princípio de deslocamentos virtuais aplicado com as funções contidas em V_h .

No entanto, note-se aqui que a mesma abordagem de solução também pode ser utilizada diretamente para qualquer situação para o qual tem-se a equação diferencial que rege o problema. O procedimento seria então balancear a equação diferencial no domínio com função de teste adequado, depois integrar a equação resultante com a transformação por meio da integração por partes e, por fim, substituir as condições de contorno naturais como descrito para determinar a Eq. (22).

Obteve-se desse modo o princípio dos deslocamentos virtuais para a análise geral de sólidos e estruturas, o princípio de temperaturas virtuais para o fluxo geral de calor e análise da temperatura de sólidos, bem como o princípio das velocidades virtuais para análise geral de fluxo de fluido.

4. DETERMINAÇÃO DA RESISTÊNCIA DA SUPERESTRUTURA DO VEÍCULO

Neste capítulo será apresentada a metodologia vigente, segundo a Resolução Contran nº 445 (2013), a qual avalia a superestrutura do veículo. Entende-se por superestrutura do veículo a parte da estrutura deste que contribui para a resistência em caso de acidente com capotamento. Esta estrutura deve possuir resistência suficiente para que no capotamento, o espaço residual seja respeitado, ou melhor, não seja invadido pela estrutura deformada.

Entende-se por espaço residual como o volume que deve permanecer inalterado no compartimento dos passageiros quando comparado antes, durante e depois da realização de um dos ensaios da estrutura que serão apresentados a seguir.

A resolução ainda aprofunda a definição de espaço residual descrevendo-o como o volume criado no compartimento dos passageiros a partir do movimento em linha reta com o plano transversal vertical representado na Fig. (25), ou seja, a área definida no corte transversal deve ser deslocada do início do veículo para o final de forma a passar nesse trajeto pelo ponto R de todos os bancos intermediários, criando assim o volume representado na Fig. (26).

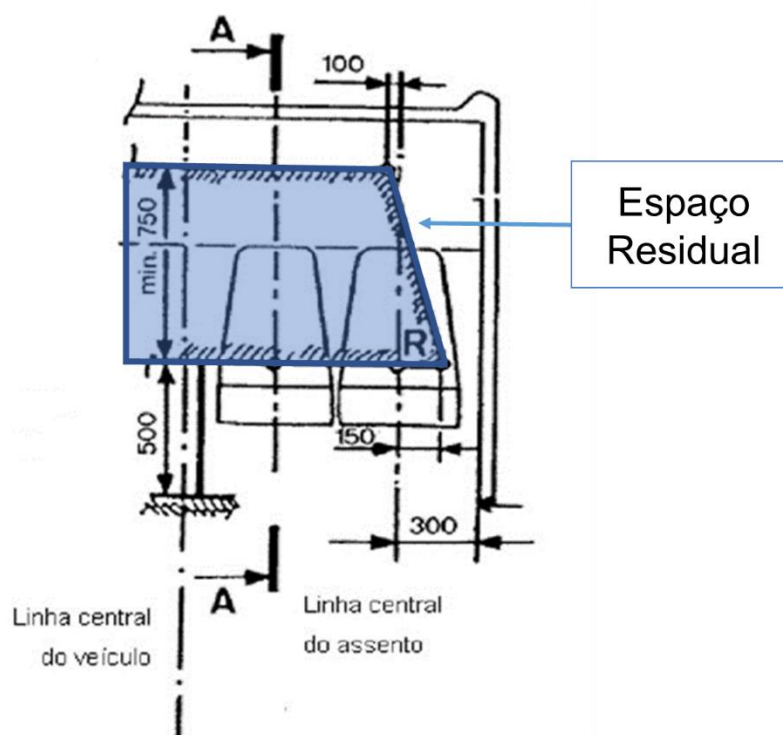


Figura 25. Corte transversal de seção de carroceria (Adaptado de Contran, 2013)

Os pontos R representados na Fig. (25) consideram-se situados a uma altura de 500 mm acima do piso, a 300 mm da face interior da parede lateral do veículo e 100 mm para a frente do encosto do banco correspondente, no eixo médio do banco lateral em questão, como mostrado na Fig. (26).

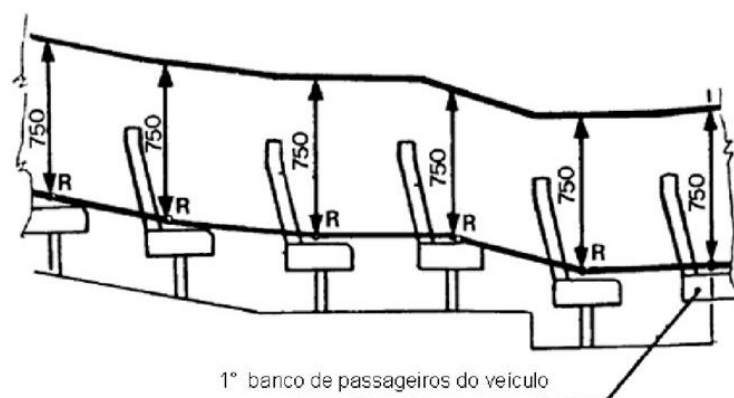


Figura 26. Secção A-A do veículo segundo o plano vertical que passa nos eixos médios dos bancos interiores (Adaptado de Contran, 2013)

Quanto ao método de avaliação da superestrutura, a regulamentação determina que cada modelo de veículo deve ser examinado com base em um dos métodos de ensaio apresentados na norma, à escolha do fabricante ou por método alternativo aprovado pela autoridade competente. Os ensaios pré-definidos são:

1. Ensaio experimental de capotamento de um veículo completo;
2. Ensaio experimental de capotamento de uma ou mais seções da carroceria desde que esta seja representativa de um veículo completo;
3. Ensaio experimental com um pêndulo de uma ou mais seções da carroceria;
4. Verificação da resistência da superestrutura por aplicação de um método de cálculo (analítico ou numérico) de um dos métodos apresentados (itens 1 a 3 acima).

Para os casos descritos, entende-se como seção da carroceria uma fração que contenha pelo menos dois montantes verticais idênticos de cada lado e seja representativa de uma ou mais partes da estrutura do veículo como o detalhe geral do módulo de ensaio apresentado na Fig. (27).

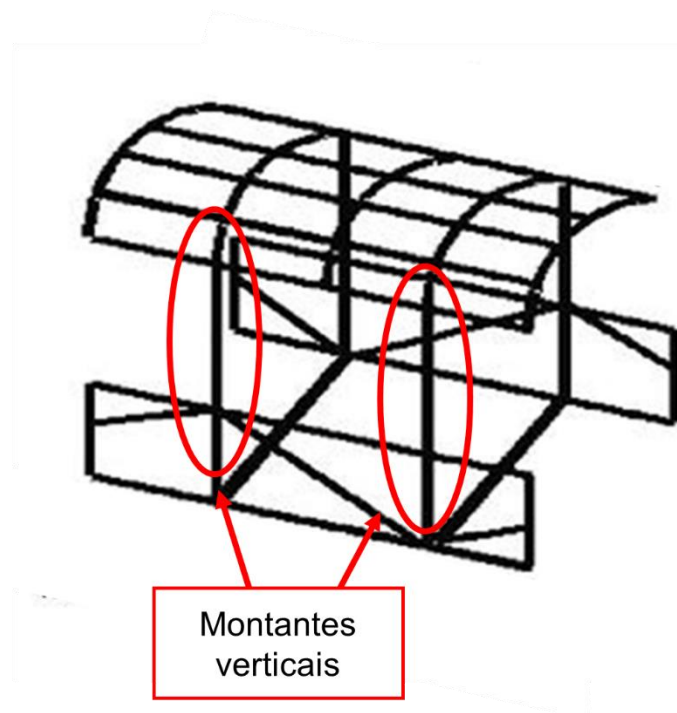


Figura 27. Seção da carroceria representativa para ensaios (adaptado de Contran, 2013)

Caso algum dos métodos que faça uso de seção de carroceria ou o método de cálculo não obtenha resultados significativos, segundo análise das autoridades competentes, devem ser propostos cálculos ou métodos de ensaio experimental complementares. Ainda na falta desses elementos complementares, pode ser exigido que o veículo seja ensaiado pelo método de capotamento de um veículo completo.

Neste trabalho, considerando os métodos de ensaio apresentados na Resolução Contran nº 445 (2013), será modelado um ensaio numérico com pêndulo de uma seção de carroceria, quarto item listado na norma.

O ensaio será executado por meio da aplicação da fração apropriada da energia sobre a seção de carroceria, de modo que, no momento do impacto, o ângulo da direção de movimento do pêndulo com o plano médio vertical de orientação longitudinal da seção de carroceria seja de 25° ($+0^\circ/-5^\circ$), ou seja, o pêndulo deve atingir a região onde ocorre o impacto do veículo com o solo em caso de tombamento (Fig. 28).

O pêndulo deve ser lançado de uma altura que lhe permita atingir a seção de carroceria com uma velocidade compreendida entre 3 e 8 m/s. O pêndulo deve possuir superfície de impacto de aço, com $20 \text{ mm} \pm 5 \text{ mm}$ de espessura, e a sua massa deve

estar uniformemente distribuída. A superfície de impacto deve ser retangular e plana, a largura não deve ser inferior à largura da seção de carroceria ensaiada, e a altura não deve ser inferior a 800 mm. Os ângulos devem ser arredondados com um raio de curvatura mínimo de 15 mm.

Para o cálculo da energia total (E^*) gerada pelo tombamento ilustrado na Fig. (28), a Resolução Contran nº 445 (2013) determina hipóteses tais que:

- A seção transversal da carroceria é retangular;
- O sistema de suspensão se encontra fixado de uma forma rígida;
- O movimento da seção da carroceria é uma rotação perfeita.

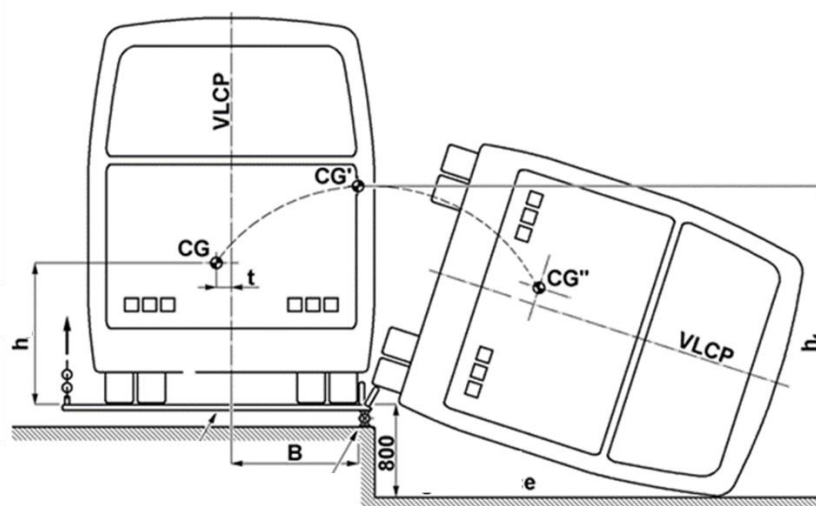


Figura 28. Movimento para o cálculo de energia total (Contran, 2013)

Se a altura do centro de gravidade (h) for determinada previamente, E^* poderá ser dado em Joule (J) pela fórmula:

$$E^* = 0,75 \cdot M \cdot g \cdot h \quad (29)$$

Alternativamente, E^* pode ser calculado, também em J, mediante a Eq. (30), descrita pela resolução do Contran.

$$E^* = 0,75 \cdot M \cdot g \cdot \left(\sqrt{\left(\frac{B}{2}\right)^2 + H_S^2} - \frac{B}{2H} \cdot \sqrt{H^2 - 0,8^2} + 0,8 \cdot \frac{H_S}{H} \right) \quad (30)$$

Em que:

- M = massa do veículo vazio em ordem de marcha (kg);

- $g = 9,8 \text{ (m/s}^2\text{)}$;
- $B =$ largura total do veículo (m);
- $H_s =$ altura do baricentro do veículo vazio (m);
- $H =$ altura do veículo (m).

Como alternativa menos dispendiosa aos ensaios, a regulamentação determina a verificação da conformidade de uma superestrutura ou de seções de uma superestrutura por meio de método de cálculo aprovado pelo serviço técnico responsável pela realização dos ensaios.

Os cálculos só são iniciados, segundo a resolução, depois de analisada a estrutura e definido um modelo analítico. Esta análise comporta a identificação dos elementos estruturais que devem ser levados em consideração, bem como a identificação dos pontos de possível articulação plástica. Devem ser indicadas as dimensões dos elementos estruturais e as propriedades dos materiais utilizados.

Se o método de cálculo não permitir prever a ocorrência de fraturas importantes, será essencial investigar, experimentalmente – por meio de uma análise específica ou de ensaios dinâmicos apropriados –, a ocorrência de tais fraturas. Será ainda necessário indicar a distribuição de cargas ao longo do comprimento do veículo.

O método de cálculo deve ter em conta as deformações dos materiais até aos limites de elasticidade respectivos e identificar os pontos onde as articulações plásticas terão lugar preferencialmente e poderão ocorrer subsequentemente, salvo se os pontos e a sequência de ocorrência das articulações plásticas forem conhecidos antecipadamente.

O método deve ainda ter em conta as modificações na geometria da estrutura, pelo menos enquanto as deformações não ultrapassarem os limites aceitáveis. Os cálculos devem simular a energia e a direção de impacto a que a superestrutura estaria sujeita se fosse submetida ao ensaio de capotamento. A validade do método de cálculo será comprovada por comparação com valores físicos.

Quando se utilizar um método de cálculo para uma seção de uma superestrutura completa, as condições especificadas para um veículo completo continuarão a ser aplicáveis.

5. MODELAGEM NUMÉRICA DE UMA SEÇÃO DE ÔNIBUS RODOVIÁRIO

Neste capítulo serão apresentadas metodologias e considerações adotadas para a modelagem e simulação numérica utilizando o *software* ANSYS®, para avaliação da resistência da superestrutura pelo método de cálculo de uma seção de carroceria de ônibus rodoviário submetido ao ensaio de pêndulo conforme método descrito no Capítulo 4.

Para a execução do trabalho, optou-se pela criação de um modelo de elementos finitos por meio da *Mechanical APDL (ANSYS Parametric Design Language)*. Essa plataforma do *software* ANSYS® foi a mais indicada para o estudo porque permite maior manipulação dos parâmetros de entrada, bem como correções imediatas por meio da alteração do *script*, sem que haja a necessidade de se repetir todos os procedimentos para simulação do veículo. Além de que, por apresentar forma de código padrão, pode ser lido e compreendido por outros usuários.

Todos os procedimentos utilizados para a realização deste trabalho foram desenvolvidos a partir dos estudos de caso abordados no Capítulo 2, que apresentaram bons resultados e efetividade comprovada.

5.1. DESCRIÇÃO DO VEÍCULO

Para a construção do modelo computacional foi adotada como estrutura a seção de carroceria do ônibus rodoviário apresentado na Fig. (29). Montado sobre um chassi com seis eixos, o veículo possui motor traseiro, capacidade para 42 passageiros mais o condutor e massa total de 13.420 kg. As dimensões externas, segundo o fabricante (Marcopolo, 2015), são:

- Largura: 2.600 mm;
- Comprimento: 14.000 mm;
- Altura: 3.800 mm

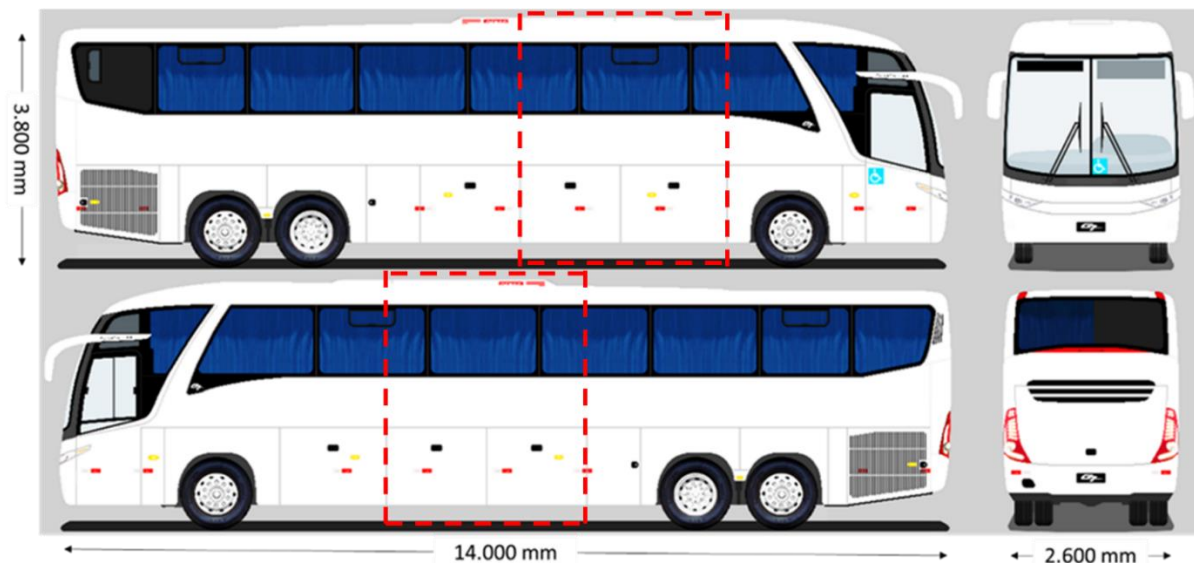


Figura 29. Veículo utilizado para criação de modelo computacional (adaptado de Go Bus, 2014)

5.2. MODELAGEM

A elaboração do modelo para simulação teve início com a criação dos chamados *keypoints*, pontos de referência que estão localizadas nas regiões de união entre as barras que formam a estrutura do veículo, sendo que no modelo real essa união entre barras é realizada por meio de soldagem. Os *keypoints* irão permitir a identificação dos pontos de possível articulação plástica como regulamento na Resolução Contran nº 445 (2013).

Ao todo foram criados 100 *keypoints*, sendo as localizações estipuladas por meio de medições feitas em uma carroceria de veículo real durante visita técnica à uma empresa de transformação de ônibus, sendo mantida a guarda de sigilo sobre a identidade da empresa. Foram considerados a altura e comprimento dos bagageiros inferiores, altura das janelas, posicionamento das barras e elementos da estrutura, além das dimensões gerais. Com base na estrutura analisada, foi possível também realizar a criação das barras responsáveis pela ligação de cada par de *keypoints*. Como resultado, obteve-se a estrutura apresentada na Fig. (30).

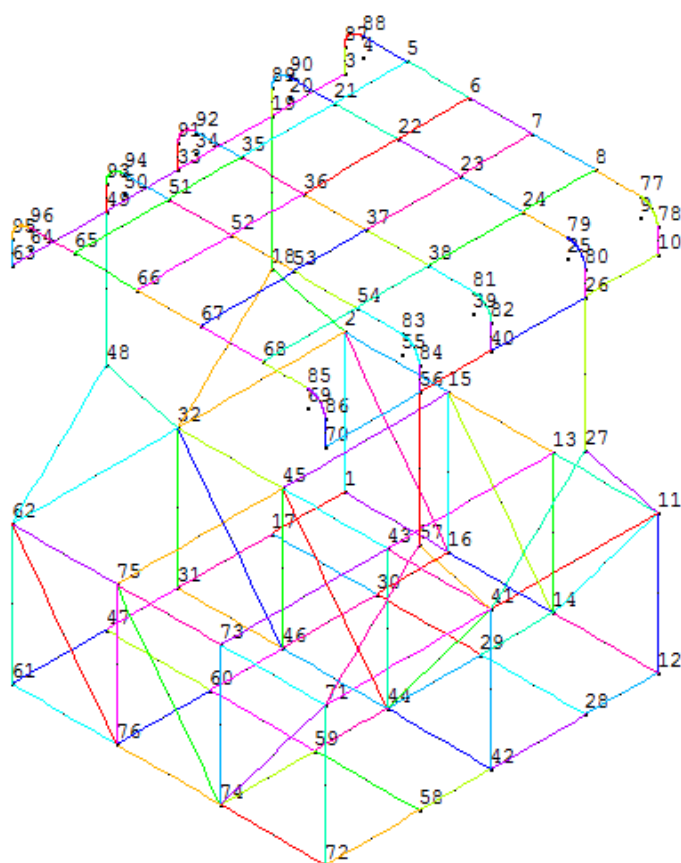


Figura 30. Estrutura de linhas produzidas

Para criar um volume com o intuito de representar o espaço residual, para que possam ser realizadas análises e comparativos com a Resolução Contran nº 445 (2013), foram criados 4 *keypoints* e 4 linhas, conectando-os da mesma forma que utilizado para criar a estrutura da seção de carroceria. As localizações dos *keypoints* foram obtidas segundo a própria resolução, que define a uma altura mínima de 500 mm acima do piso, a distância de 300 mm da face interior da parede lateral do veículo e a altura de 750 mm para o espaço residual, como mostrado na Fig. (25) do presente trabalho.

Após a criação dos *keypoints* e linhas, foi definido um volume com base na área decorrente das linhas conectadas ao *keypoints* para melhorar a visão do espaço residual ao longo de todo o veículo. A Fig. (31) apresenta a estrutura do ônibus juntamente com o espaço residual.

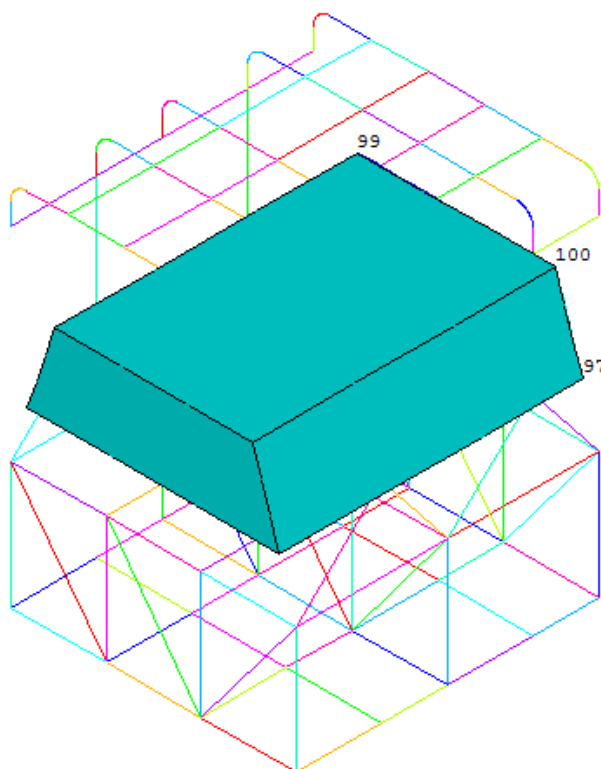


Figura 31. Estrutura do ônibus juntamente com o espaço residual

Para a correta simulação, é necessária a aplicação de perfis sobre as linhas, um dos requisitos de entrada do elemento tipo BEAM189. O modelo de perfil adotado na construção do veículo em estudo é retangular, designado na plataforma APDL como HREC, e que deve ter suas dimensões definidas conforme indicado na Fig. (32)

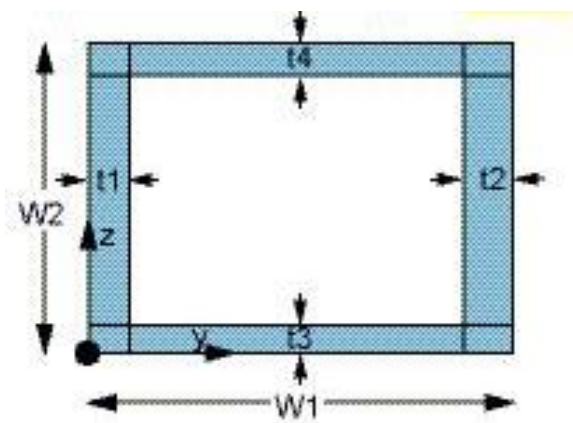


Figura 32. Perfil retangular aplicado aos elementos de linha (ANSYS, 2015)

Em que:

- W1 é a largura externa do perfil;
- W2 é a altura externa do perfil;
- t1, t2, t3, t4 são as espessuras das paredes.

O perfil escolhido possui 60 mm de largura externa do perfil, 40 mm de altura externa e 2,5 mm de espessuras das paredes, resultando em uma carroceria final como apresentada na Fig. (33), da qual foi suprimido o espaço residual para facilitar a visualização.

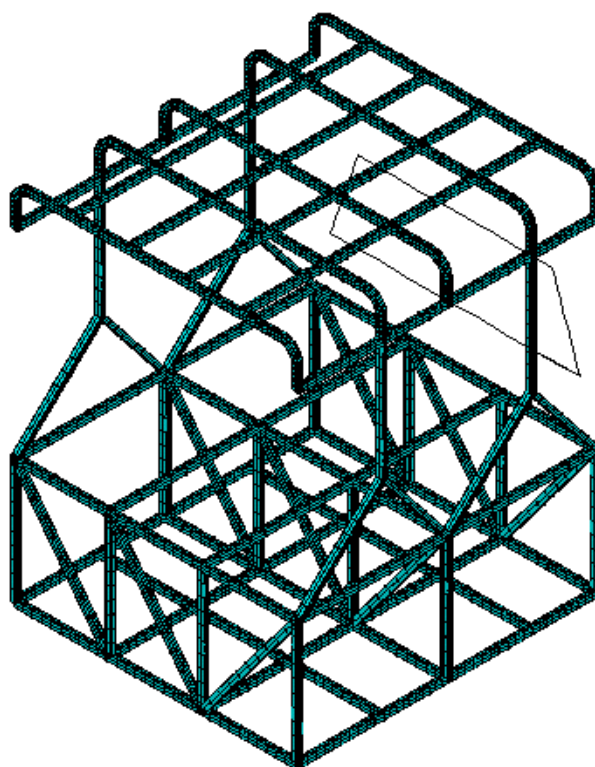


Figura 33. Estrutura do veículo com perfil aplicado

Juntamente com a escolha do perfil buscou-se um material que já empregado na indústria. Preenchendo esses requisitos e muito utilizado no setor de transportes tem-se os aços estruturais.

Segundo a Companhia Siderúrgica Nacional (2015), os aços estruturais são propriamente indicados para a confecção de perfis de estrutura de ônibus, pois oferecem elevada tensão de escoamento para atender aos esforços que seriam produzidos, peso relativamente baixo, boa soldabilidade e boa trabalhabilidade,

podendo ser submetidos a operações como corte, furação e dobramento, sem que haja danos a estrutura.

Utilizando-se o catálogo de aços estruturais da CSN (2015), escolheu-se para os perfis estruturais do ônibus o aço ZAR 230. A aplicação do material na plataforma *Mechanical APDL* é realizada por meio da definição de seu módulo de elasticidade em Pascal (Pa), sua massa específica em kg/m^3 seu coeficiente de Poisson. Tais propriedades foram definidas com os seguintes valores:

- Módulo de elasticidade: 210×10^9 Pa;
- Massa específica: 7850 kg/m^3 ;
- Coeficiente de Poisson: 0,3.

Quando comparado o material escolhido com os materiais utilizados nos trabalhos científicos citados neste estudo, houve grande semelhança com o aço SAPH 41, utilizado por Nurhadi *et al.* (2011) para se obter uma resposta de comportamento elastoplástico do modelo de elementos finitos com carga quasi-estática adequada.

O código produzido com todas as considerações acima está descrito no Anexo I.

5.3. SIMULAÇÃO

O presente trabalho apresenta três configurações de simulações para o ensaio de seção de carroceria discutido onde serão adotados como métodos de promover a deformação da estrutura a aplicação de: força concentrada, força distribuída e deslocamento direto. O intuito de analisar mais de um cenário é estabelecer a melhor simulação em ANSYS® para o modelo de veículo selecionado.

5.3.1. Configuração 1 – Carregamento Distribuído

Para o método de cálculo do ensaio especificado, a determinação da força foi realizada com base no anexo 7 do regulamento ECE R66 (UNECE, 2014), resolução europeia adotada pela maioria dos autores analisados neste trabalho, já que a norma brasileira não traz especificações referentes ao assunto. Segundo a ECE R66, a força aplicada deve ser correspondente a um valor no qual a estrutura toque o espaço residual. Na configuração estudada, a força será distribuída igualmente nos *keypoints*

centrais das barras que sofrem o impacto pelo pêndulo, cuja direção é determinada, segundo UNECE (2014), pelo ângulo α composto pela direção da força e da seção vertical central longitudinal da estrutura como mostrado na Fig. (34), e calculado com a Eq. (31).

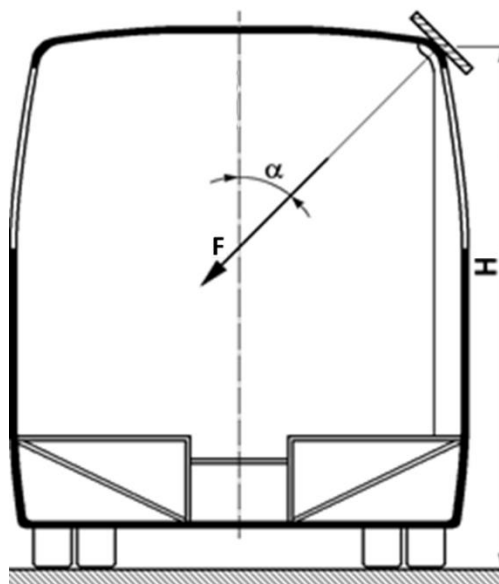


Figura 34. Aplicação do carregamento sobre a seção do veículo (Adaptado de UNECE, 2015)

$$\alpha = 90^\circ - \arcsen\left(\frac{800}{H}\right) \quad (31)$$

Em que H é a altura do veículo, medida em mm a partir do plano do suporte horizontal.

Neste trabalho, o ângulo entre a força e a seção vertical central longitudinal é de $\alpha = 72.07^\circ$ para H igual a 2.660 milímetros. O controle da aplicação das forças apresentada na Fig. (35) foi obtido por meio da utilização do método cartesiano (decomposição de forças), em que foram calculados os valores das componentes do vetor de força na direção X e direção Y. Sabendo o ângulo α de aplicação da força, os valores das componentes do vetor na vertical (F_x) e na horizontal (F_y), são determinados pelas Eqs. (32) e (33).

$$F_x = F \cdot \sen \alpha \quad (32)$$

$$F_y = F \cdot \cos \alpha \quad (33)$$

Na Figura (35), podem ser identificados também os engastes criados na parte inferior da seção. Essa é uma simplificação prevista na norma, já que esse regulamento exige o método de cálculo da utilização da suspensão na simulação.

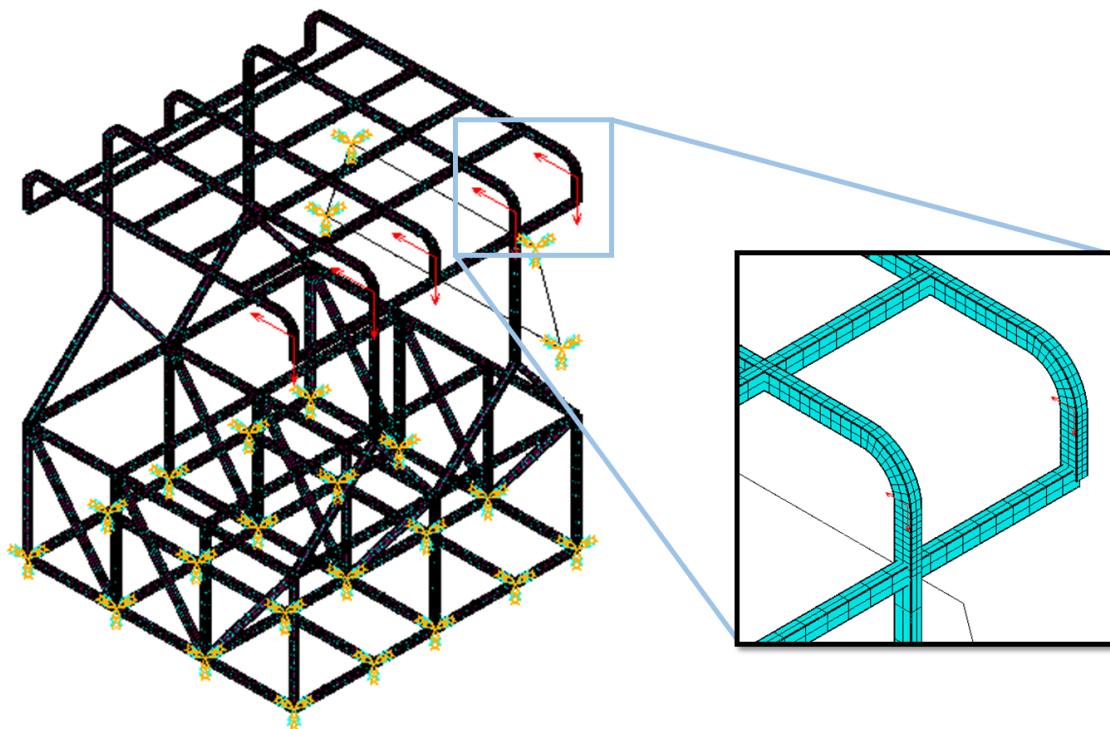


Figura 35. Aplicação de forças distribuídas na superestrutura do veículo

A Resolução Contran nº 445 (2013) estabelece que a quantidade de energia total absorvida pela estrutura da seção do veículo (E_{BS}) deve ser maior do que a energia mínima dada pela soma das energias absorvidas pelos montantes, com base nisso, tem-se a Eq. (34).

$$E_{BS} \geq 0,75 \cdot g \cdot \Delta d \cdot M \quad (34)$$

Em que:

- E_{BS} - energia total absorvida pela seção da carroceria, com o valor determinado analiticamente, que corresponde ao momento em que a estrutura vem em contato com o espaço residual;
- M - massa do veículo;
- g - constante gravitacional;
- Δd – maior deformação medida (em metros) devido ao impacto.

A massa da estrutura aferida pelo *software* foi de 427,52 kg. Segundo Micu *et al.* (2014), a massa resultante pode ser utilizada como um critério para a avaliação da simulação através da comparação da massa conforme a Eq. (35), que define a massa máxima necessária para que a suportar o tombamento do veículo sem que haja a invasão do espaço residual.

$$M \leq \frac{E_{BS}}{0,75 \cdot g \cdot \Delta d} \quad (35)$$

5.3.2. Configuração 2 – Carregamento Concentrado

Nesta configuração serão adotadas as mesmas condições que na configuração anterior, porém a força será aplicada concentrada sobre o *keypoint* da barra central que sofre o impacto pelo pêndulo, como ilustrado na Fig. (36), cuja direção será mantida conforme determinado pelas Eqs. (32) e (33).

Para atingir o espaço residual foram necessários 105.000 Newtons, sendo que os valores das componentes F_x e F_y serão de 99,9 kN e 32,32 kN, respectivamente.

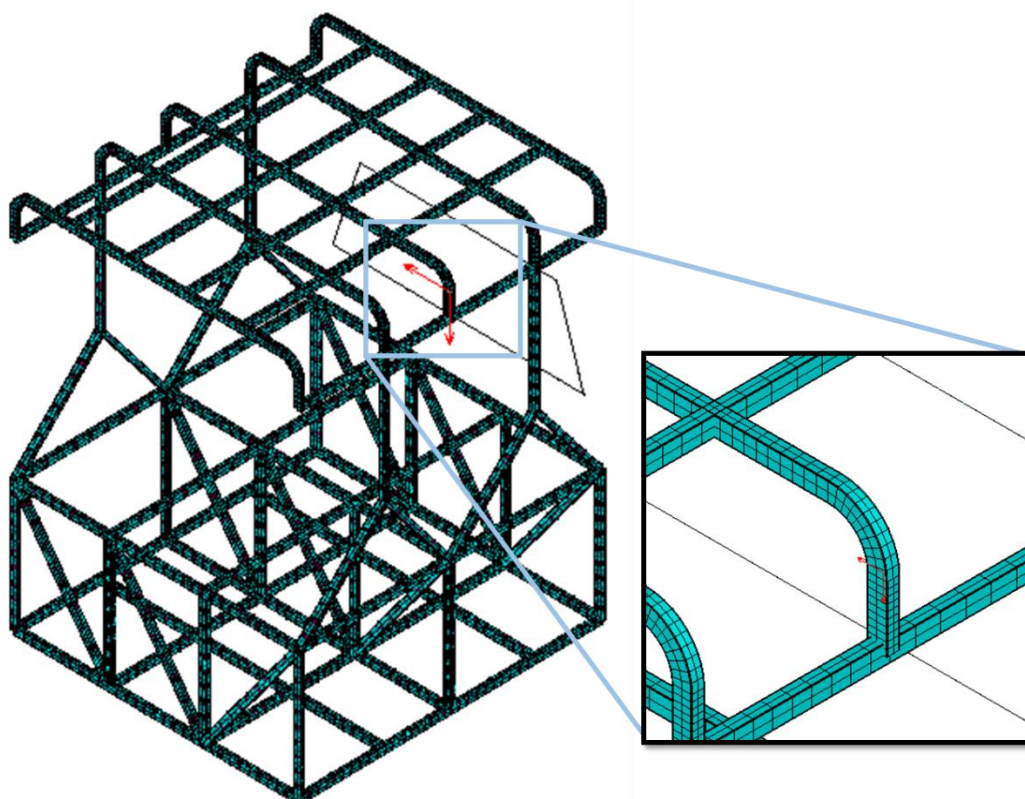


Figura 36. Aplicação de forças concentradas na superestrutura do veículo

A deformação da estrutura no momento de contato com o espaço residual é mostrada na Fig. (37).

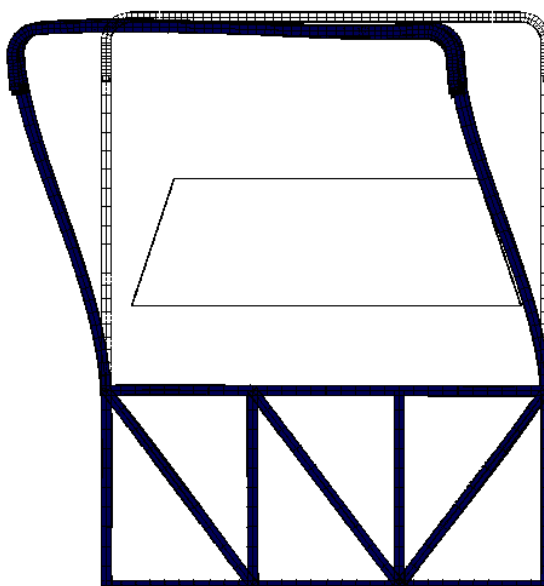


Figura 37. Deformação da estrutura para a configuração 2.

5.3.3. Configuração 3 – Deslocamento

Como última configuração de análise, será definido o deslocamento da armação do telhado como na Fig. (38). Da mesma forma, as forças aplicadas na superestrutura foram equivalentes a um valor no qual a estrutura atinja o espaço residual, e o deslocamento foi determinado assumindo a mesma condição.

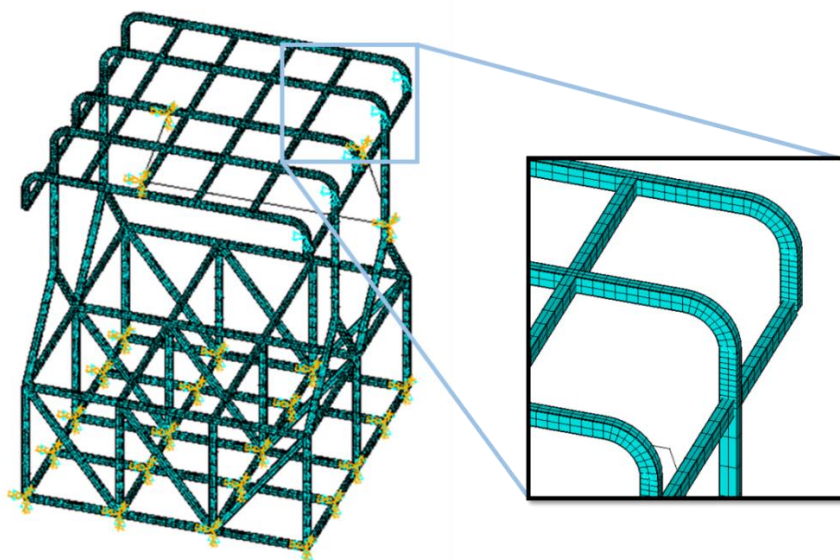


Figura 38. Aplicação do deslocamento direto na superestrutura do veículo

Do mesmo modo que para as forças, o controle do deslocamento foi obtido por meio da utilização do método cartesiano, onde foram definidos os valores das componentes do vetor com base no ângulo α de aplicação do vetor, mas no caso do deslocamento foi utilizada a Eq. (36) para a decomposição.

$$\tan(72,07^\circ) = \frac{d_x}{d_y} \rightarrow d_x \approx 3,09 \cdot d_y \quad (36)$$

A fim de verificar o movimento da parede lateral em relação ao espaço residual, conforme requisito da norma europeia, as componentes do deslocamento foram aumentadas sequencialmente até atingir o limite, quando foram obtidos os valores, em milímetros, de 512,5 e 165,85 para d_x e d_y , respectivamente. A deformação da estrutura para a configuração 3 é mostrada na Fig. (39).

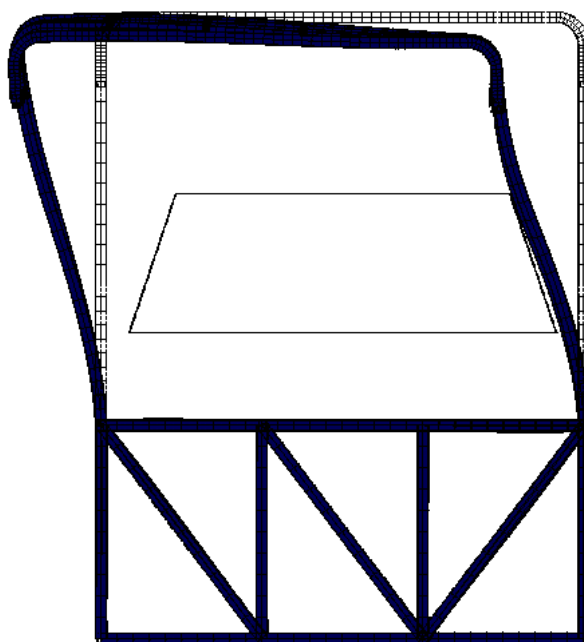


Figura 39. Deformação da estrutura para a configuração 3

6. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Para as três configurações apresentadas devem ser adquiridos dados de deslocamentos sob condição de carga estática, sendo que o modelo possuirá não-linearidades, tais como, grandes deformações. Nesse cenário, o melhor procedimento a ser realizado é uma análise estática estrutural não linear no ANSYS®, indicada para modelos com grandes deformações, através do comando *Solution Control* como apresentado na Fig. (40).

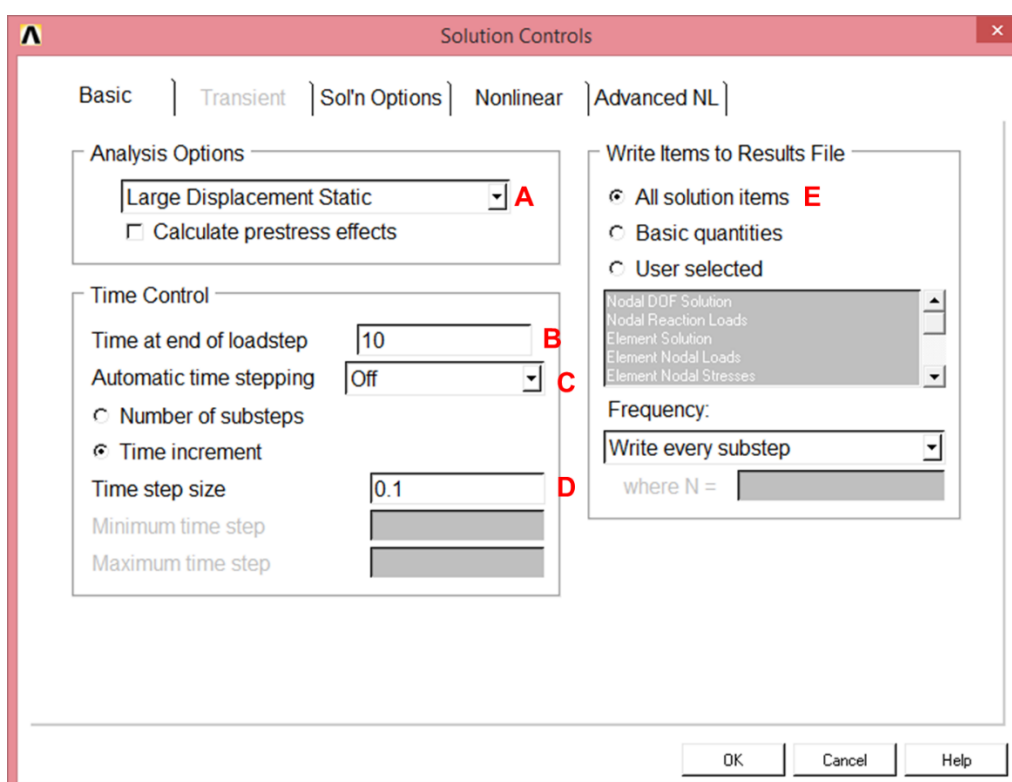


Figura 40. Janela de comando *Solution Control*

Os campos foram preenchidos como mostra a figura acima. O campo A certifica que grandes deslocamentos estáticos serão permitidos e que nos resultados serão inseridos os efeitos de grande deflexão. O campo B define o tempo final em que a simulação ocorrerá – no caso, o valor foi fixado em 10 segundos pois, depois de diversas simulações variando este parâmetro entre 1 s e 10 segundos, verificou-se que os resultados convergem.

O campo C, chamado *Automatic time stepping*, foi desligado para que não seja permitido ao ANSYS® modificar os tamanhos para a quebra de etapas de

carregamento, ou seja, será seguido exatamente o passo colocado pelo usuário. No campo D é definido o tamanho de cada passo em segundos. Diminuir o tamanho das etapas geralmente garante uma melhor precisão, no entanto, isso demanda mais tempo. Por último, a marcação do campo E, fará com que seja verificado pelo ANSYS® se todos os itens de solução são escritos para um arquivo de resultados.

Outro parâmetro importante nas análises que serão realizadas, é sobre a convergência. O *software* exibe o gráfico de convergência como mostrado na Fig. (41).

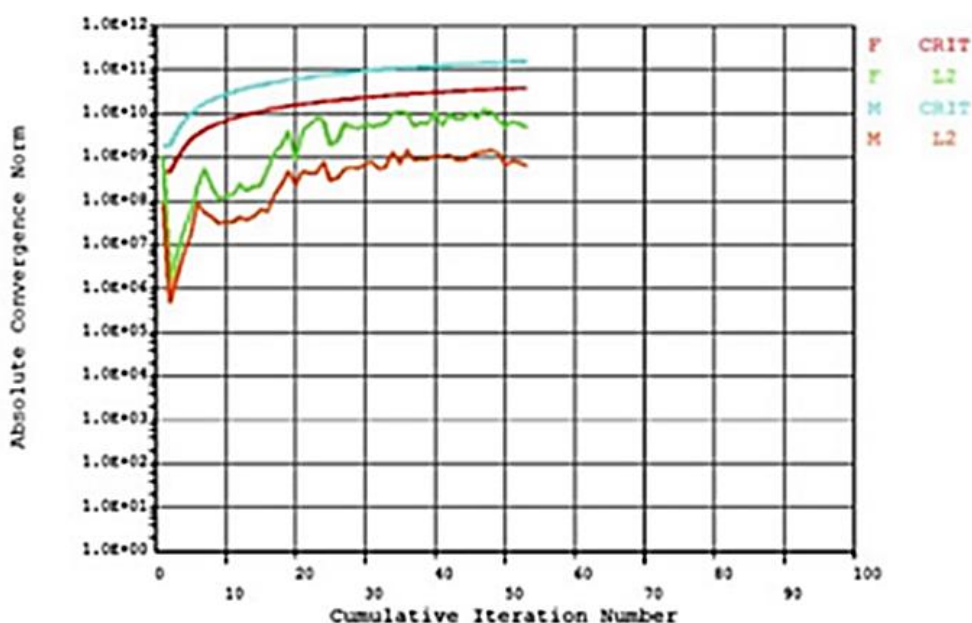


Figura 41. Modelo de gráfico de convergência obtido através de análise não linear em ANSYS® (Awang et al., 2012)

O gráfico apresenta a convergência absoluta (eixo y) obtida em função das iterações realizadas (eixo x). Caso o problema seja relativamente linear será necessário um baixo número de iterações e, conseqüentemente, o comprimento do gráfico será pequeno. No entanto, se a solução for altamente não-linear, ou não apresentar convergência, será necessário um alto número de iterações, tornando muitas vezes o comprimento do gráfico extenso demais (Awang *et al.*, 2012).

Como o gráfico expõe os valores correspondentes na solução para os graus de liberdade que estão ativos nos elementos usados, no caso do presente trabalho, são 3 graus de deslocamento e 3 de rotação. O gráfico então apresenta os valores

referentes a força (indicado por F) e momento (indicado por M), sendo que para cada um há duas curvas plotadas.

A curva CRIT refere-se ao valor do critério de convergência da força, o qual é obtido por meio do produto de dois valores. O primeiro deles é a raiz quadrada da soma dos quadrados dos carregamentos aplicados, ou então é utilizado um valor de referência mínimo (cujo padrão é de 0,001), o que for maior. O segundo é o valor de tolerância padrão de 0,5% para carregamentos (Awang *et al.*, 2012).

A curva L2 refere-se ao vetor L2 normal das forças. Da mesma que a curva CRIT, os valores dessa curva são obtidos com a raiz quadrada da soma dos quadrados, mas nesse caso das forças desbalanceadas em todos os graus de liberdade. Ou seja, é calculada a raiz quadrada da soma dos quadrados da diferença entre a força interna calculado em um determinado grau de liberdade e a força externa nessa direção (Awang *et al.*, 2012).

Para cada subpasso realizado, o ANSYS® incrementa os valores até que o valor de L2 seja inferior ao valor de CRIT, pois somente nessa condição a solução é considerada como estando dentro da tolerância (Awang *et al.*, 2012).

6.1. CONFIGURAÇÃO 1 – CARREGAMENTO DISTRIBUÍDO

Considerando-se as especificações da Resolução Contran nº 445 (2013), segundo a qual tanto o carregamento quanto a deformação devem ser medidos com precisão de 1%, foi definido então um incremento de 10 subpassos para cada segundo de simulação de um total de 10 segundos, obtendo assim uma precisão de 0,1 segundo, valor que foi definido como incremento para a análise.

Depois de várias simulações, iniciadas com valores de força resultante de 120.000 Newtons e interações de 15 em 15 kN, a fim de determinar as forças necessárias para deformar a estrutura até atingir o espaço residual, os valores obtidos foram de 19.980 e 6.450 Newtons para F_x e F_y , respectivamente, produzindo uma força resultante de 105.000 N. A deformação da estrutura no momento de contato com o espaço residual foi definida no instante em que a distância entre dois nós quaisquer (um do espaço residual e um da estrutura) se tornou zero ou caso o espaço residual fosse penetrado. Esse instante é mostrado na Fig. (42).

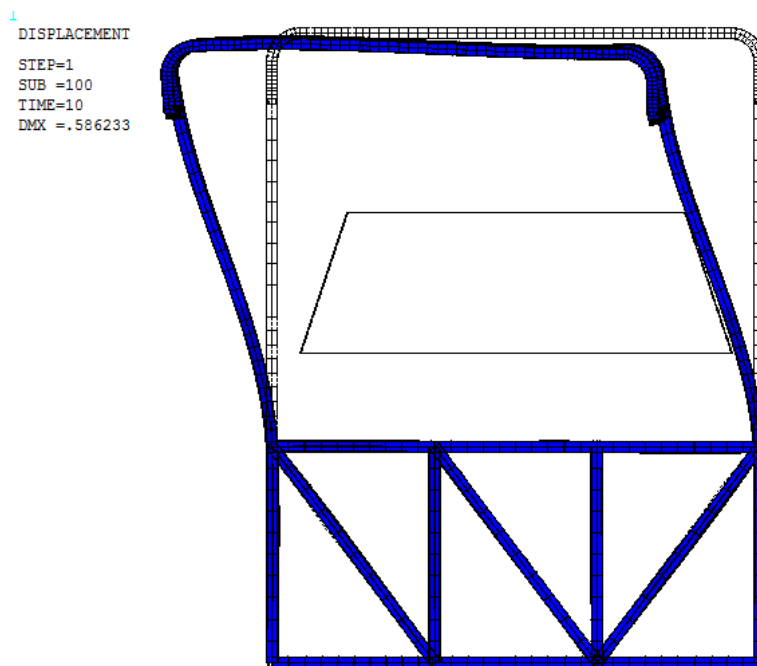


Figura 42. Deformação da estrutura para a configuração 1

Por meio da avaliação do gráfico de convergência da solução da configuração 1, apresentado na Fig. (43), pode-se notar que tanto o valor da curva CRIT quanto da curva L2 aumentam conforme o número de iterações cresce. Isso ocorre porque a análise estrutural é feita por um determinado número de subpassos, nos quais foram distribuídas porções do carregamento total a ser aplicado na seção de carroceria ao longo do tempo.

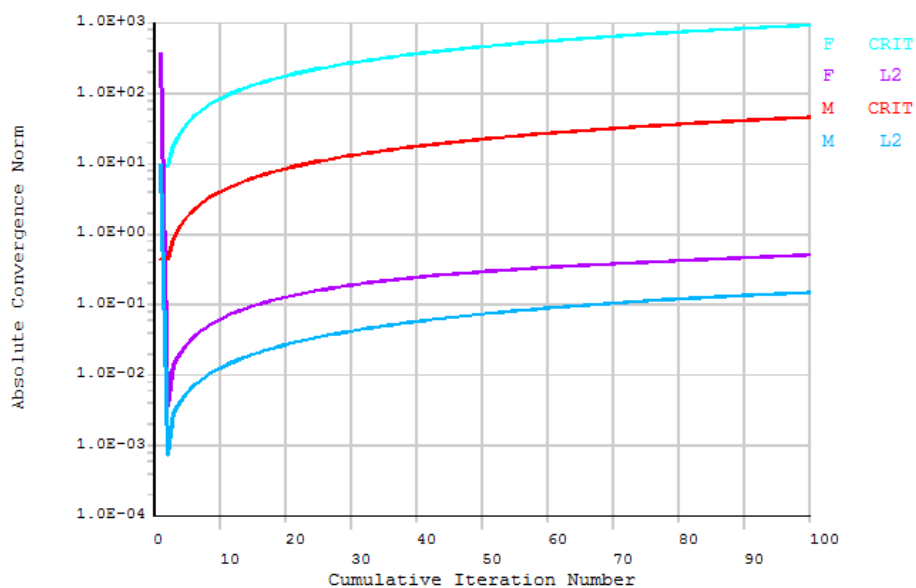


Figura 43. Convergência da solução para a configuração 1

As regiões de maior absorção de energia foram não somente próximas aos pontos de impacto, mas também na parte inferior dos montantes. Esse fenômeno se assemelha ao trabalho de Belingardi *et al.* (2013), no qual examinando a estrutura nota-se que há na parte inferior uma maior rigidez que em relação à parte superior, promovida principalmente pelo uso de travessas e elementos de reforço. O resultado disto pode ser visto na Fig. (44), em que a parte superior sofre grandes deformações, enquanto que a parte inferior não é submetida a deformações significativas.

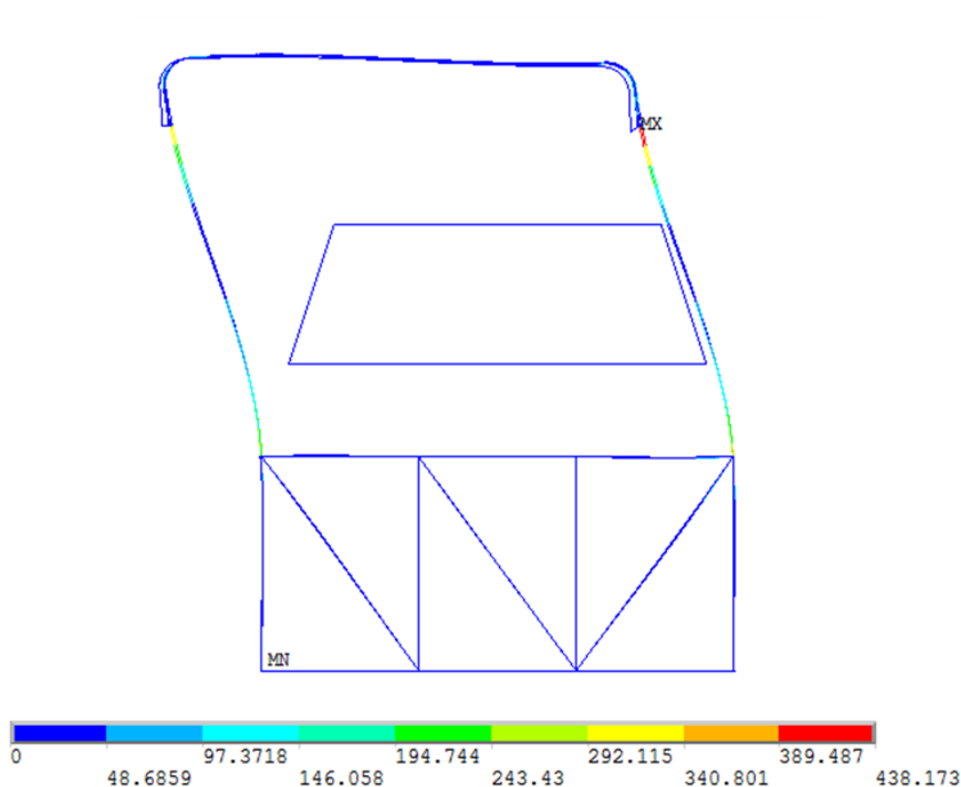


Figura 44. Gráfico da energia absorvida pela estrutura com a configuração 1

Para o presente trabalho, o valor de energia para análise deve ser equivalente ao da energia máxima absorvida, sendo que tal valor pode ser identificado na variação da energia em decorrência da aplicação de força sobre a estrutura apresentada na Fig. (45). No gráfico ilustrado, a energia é apresentada em função do tempo, sendo o seu valor representado pela variável VALU.

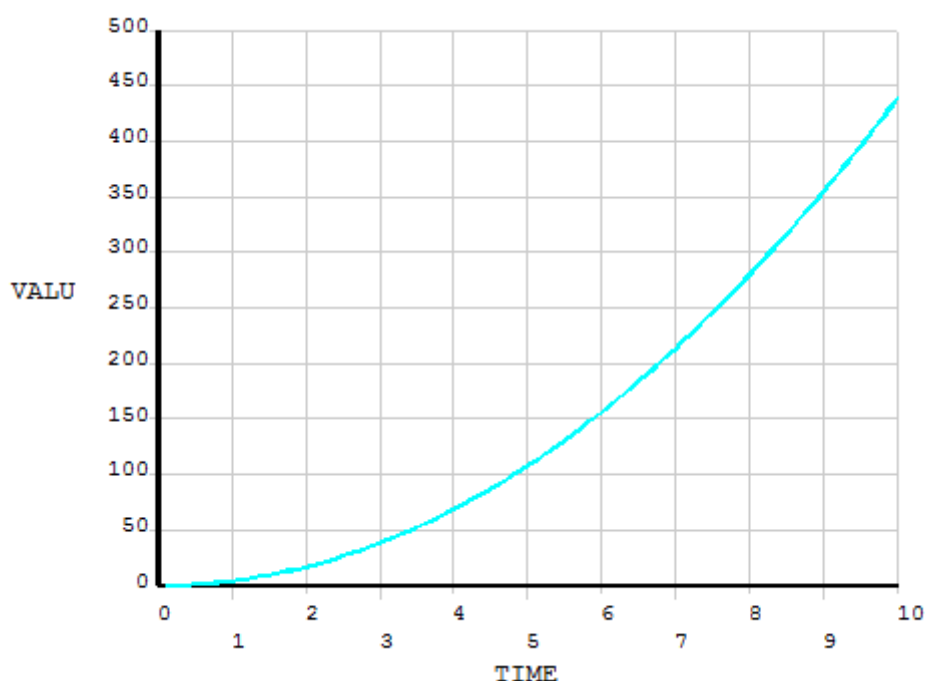


Figura 45. Curva de energia em função do tempo obtido em ANSYS® para a configuração 1

Para a Configuração 1, a energia máxima absorvida, mostrada na Fig. 45, é de 438,173 Joules (J) e o deslocamento máximo de 586 milímetros. Sendo assim, a massa do veículo pode ser estimada conforme a Eq. (35).

$$M \leq \frac{438,173}{0,75 \cdot 9,82 \cdot 0,586}$$

$$M \leq 101,52 \text{ kg}$$

A massa da estrutura obtida por meio da Configuração 1 se apresentou excessivamente pequena quando comparada a estrutura de 427,532 kg modelada no *software*. Com tal resultado, a Configuração 1 não possui boa representatividade para o ensaio de resistência da superestrutura de seção de carroceria.

6.2. CONFIGURAÇÃO 2 – CARREGAMENTO CONCENTRADO

Da mesma forma que na Configuração 1, a simulação foi fixada com 100 subpassos com incremento de tempo de 0,1 de forma a garantir a precisão de 1% do método de cálculo. Porém para definir a força concentrada necessária para essa

configuração, não foram necessárias tantas simulações, pois foi adotado como referência inicial o valor da força distribuída. O valor final de força concentrada foi de 99.900 e 32.320 em Newtons para F_x e F_y , respectivamente, produzindo uma força resultante de cerca de 104 kN.

A deformação da estrutura no momento em que o espaço residual foi tocado também foi atingida com a distância entre os nós do espaço residual e da estrutura sendo zerada. Esse instante é ilustrado na Fig. (46).

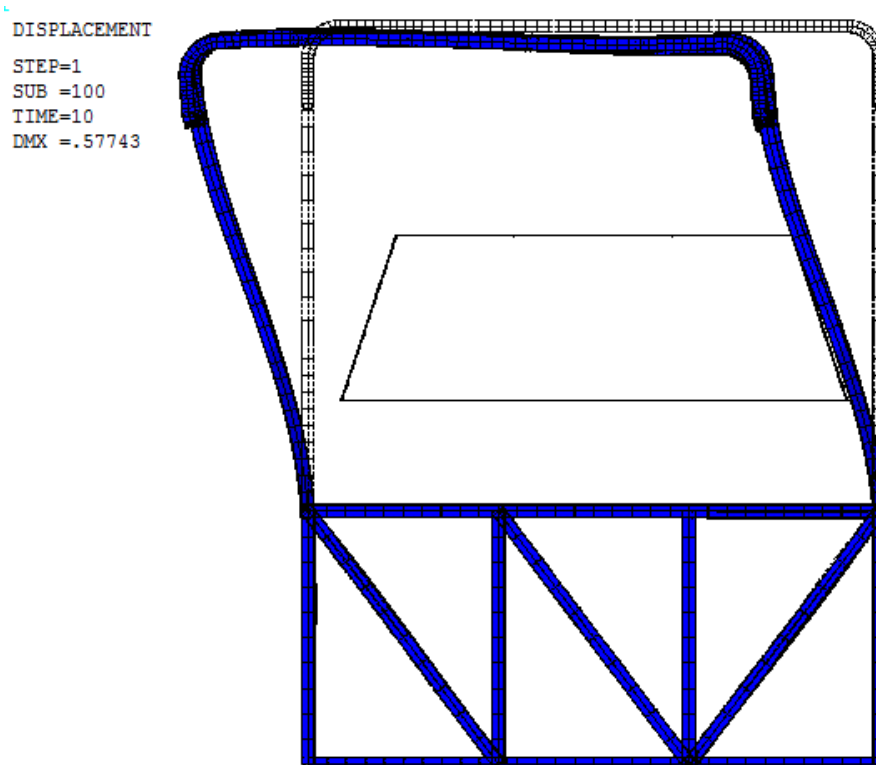


Figura 45. Deformação da estrutura para a configuração 2

Como esperado, no gráfico de convergência da solução da Configuração 2, apresentado na Fig. (47), as curvas CRIT e L2 se mostraram crescentes com o incremento do tempo.

O gráfico da energia absorvida pela seção de carroceria com a configuração 2, apresentado na Fig. (48), quando comparado à energia absorvida pela Configuração 1, exibe um comportamento semelhante, no qual a parte superior composta pelos montantes sofre as maiores deformações, e assim, acumulando a maior quantidade de energia.

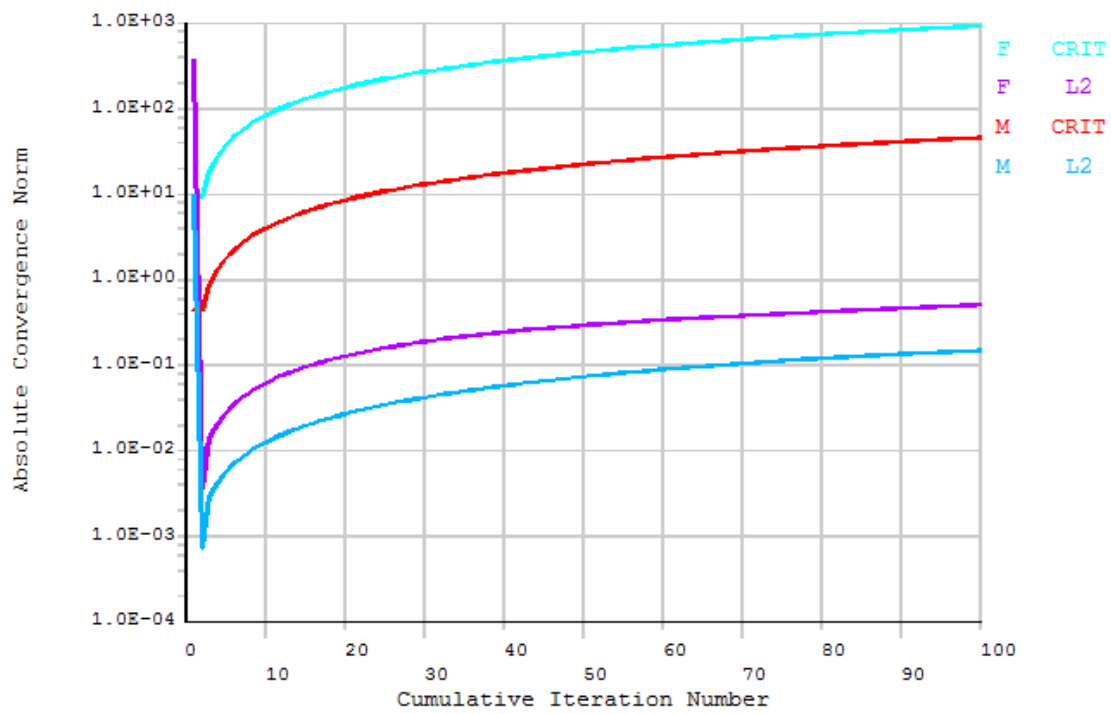


Figura 47. Convergência da solução para a configuração 2

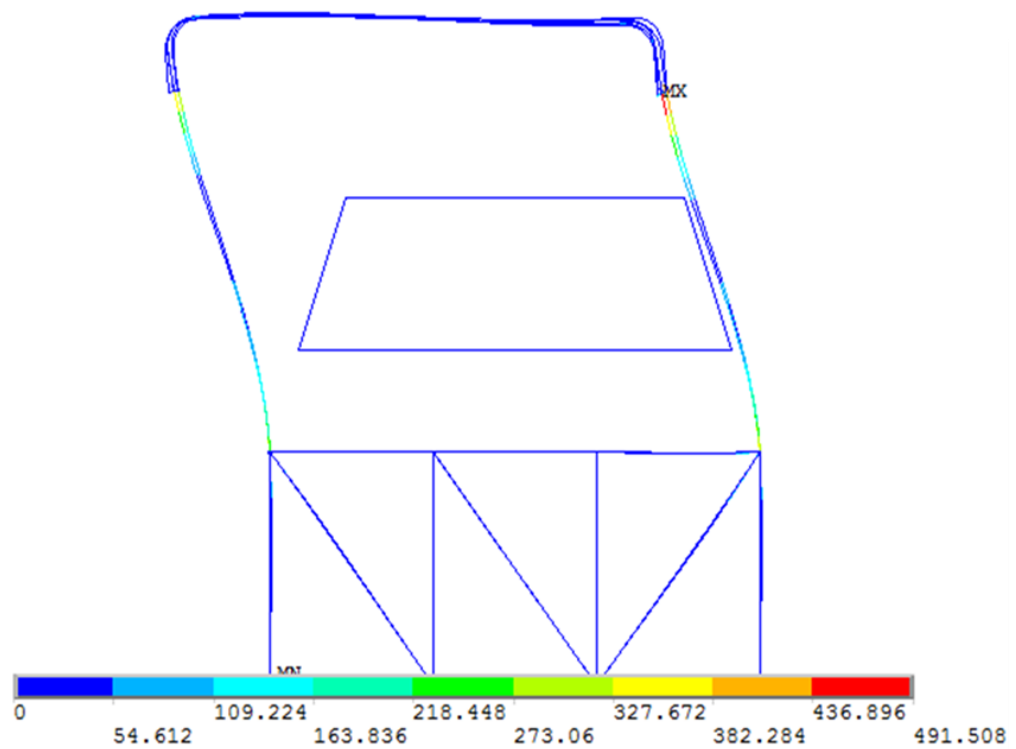


Figura 48. Gráfico da energia absorvida pela estrutura com a configuração 2

Para a configuração, o valor de energia máxima absorvida também foi obtido graficamente através da variação da energia ao longo do tempo como ilustrado na Fig. (49).

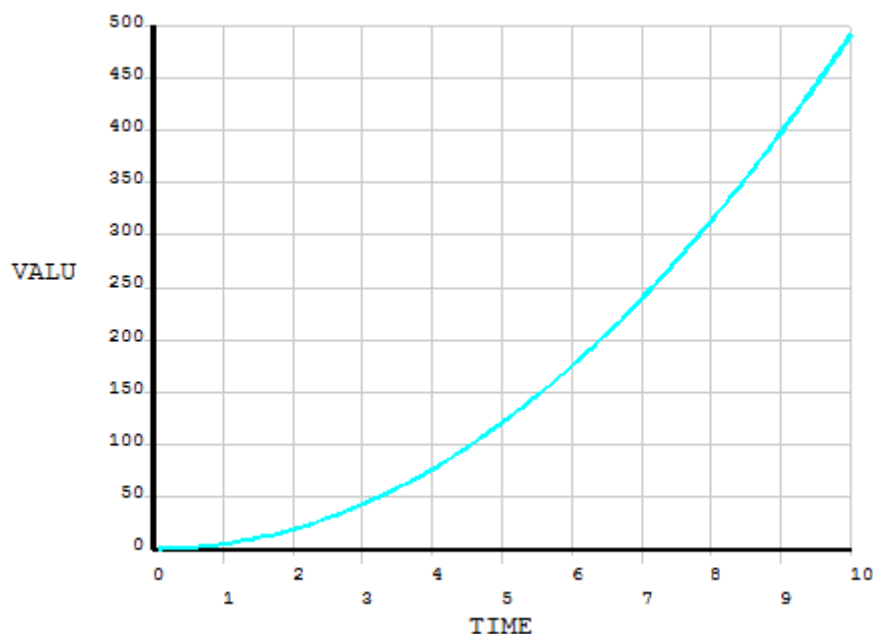


Figura 49. Curva de energia em função do tempo obtido em ANSYS® para a configuração 2

Para a Configuração 2, o cálculo da massa do veículo pode ser estimado conforme a Eq. (35), utilizando a energia máxima absorvida, mostrada na Fig. (49), de 491,508 Joules e o deslocamento máximo de 577 milímetros.

$$M \leq \frac{491,508}{0,75 \cdot 9,82 \cdot 0,577}$$

$$M \leq 115,8 \text{ kg}$$

A massa da seção de carroceria calculada por meio da Configuração 2 ainda se manteve pequena demais quando comparada a estrutura de 427,532 kg modelada no *software*, sendo assim também caracterizada como uma configuração de baixa representatividade para o ensaio de resistência da superestrutura de uma seção de carroceria.

6.3. CONFIGURAÇÃO 3 – DESLOCAMENTO DIRETO

Como as especificações da Resolução Contran nº 445 (2013) englobam também a deformação, então os subpassos de 0,1 segundos puderam ser mantidos garantindo a precisão de 1%.

Com os deslocamentos já definidos – conforme o método cartesiano apresentado no Capítulo 4 e aplicado na seção de carroceria –, foi obtida a deformação total do modelo. Porém, diferentes das demais configurações, o momento em que o espaço residual foi encostado, mostrado na Fig. (50), não pode ser identificado exatamente no ponto zero com a medição da distância entre os nós do espaço residual e da estrutura. Assim, nesta situação, foi selecionado o caso mais drástico, em que o espaço residual foi invadido pela estrutura deformada.

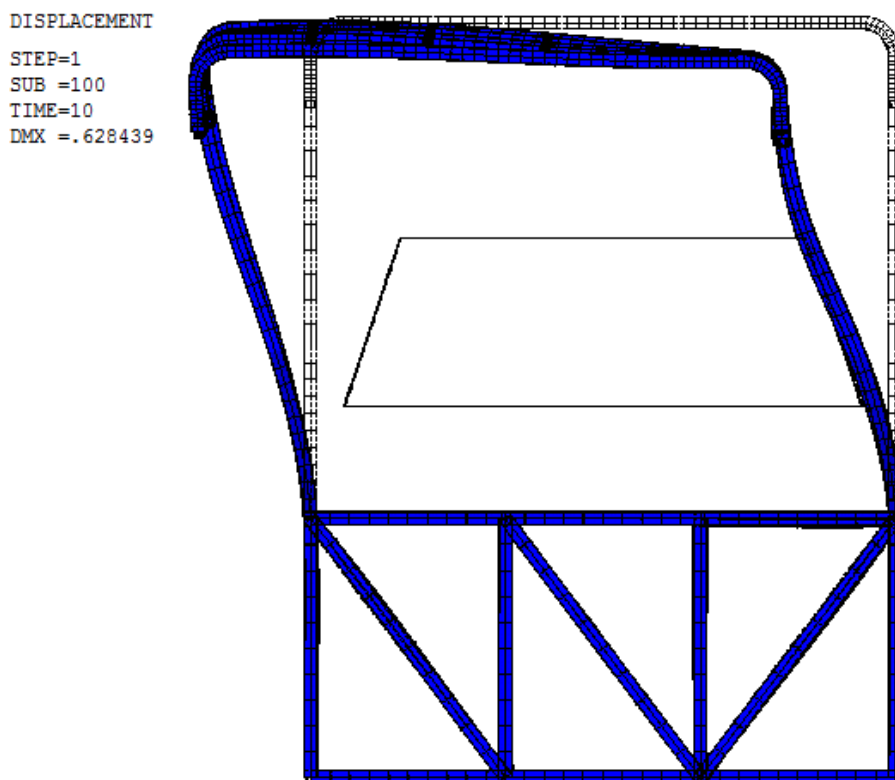


Figura 50. Deformação da estrutura para a configuração 3

Para a Configuração 3, o gráfico de convergência da solução, mostrado na Fig. (51), apresentou no início uma grande oscilação nas curvas L2 e uma leve oscilação nas curvas CRIT, mas a partir da interação cumulativa 25, aproximadamente, todas as curvas foram estabilizadas e convergiram como esperado. E mesmo com essas

variações, pode-se notar que o incremento do ANSYS® se manteve eficiente ao final das interações aonde os valores de L2 permaneceram inferiores aos valores de CRIT.

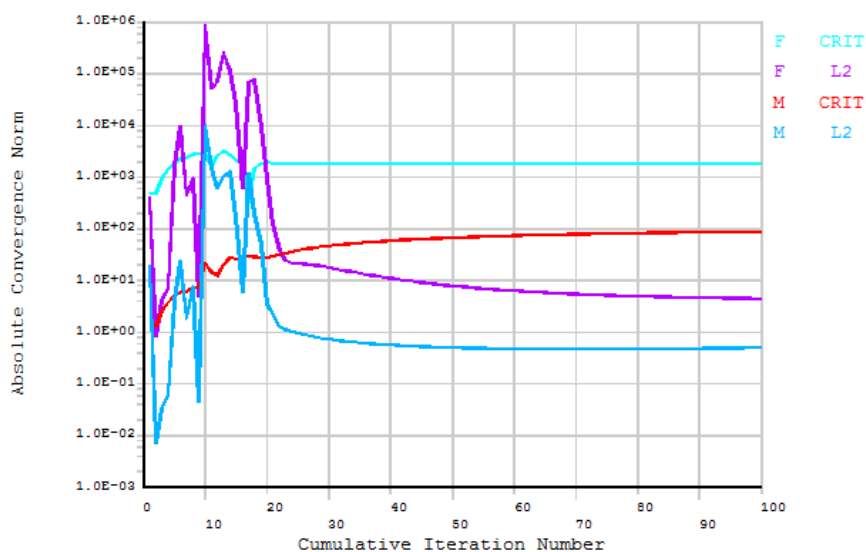


Figura 51. Convergência da solução para a configuração 3

Analisando o gráfico da energia absorvida pela seção de carroceria, apresentado na Fig. (52), pode-se notar que os níveis de energias produzidos pela configuração 3 foram bem mais altos que os apresentados pelas duas configurações anteriores, mas ainda assim apresentando o mesmo comportamento.

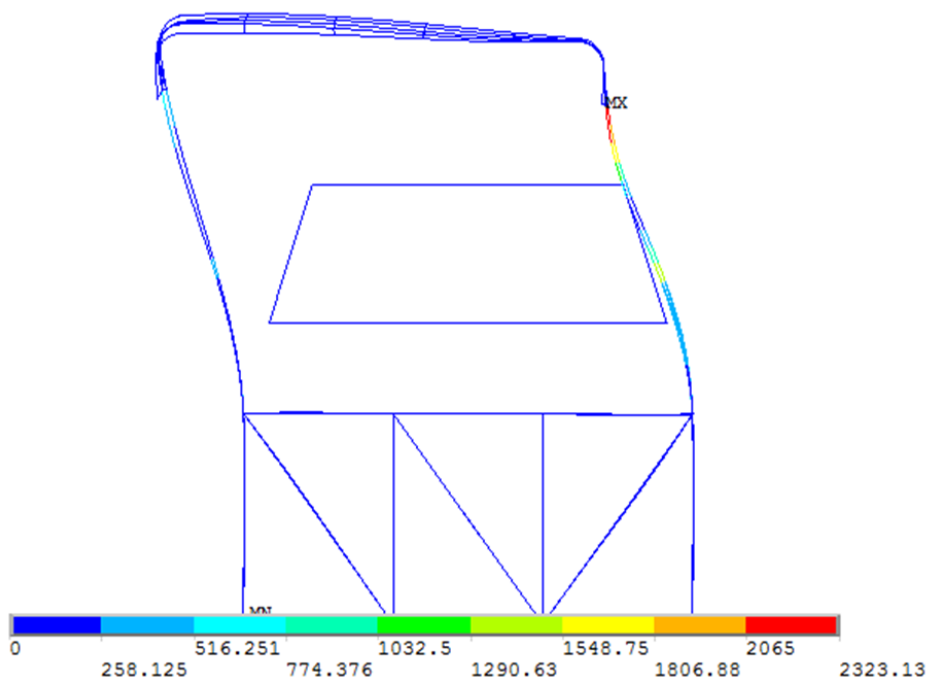


Figura 52. Gráfico da energia absorvida pela estrutura com a configuração 3

O gráfico da variação da energia da Configuração 3, dentre os três apresentados, foi o que apresentou a maior linearidade. Nota-se tal característica pois a faixa de energia trabalhada é maior que as anteriores, o que acaba não permitindo a visualização da região inicial do gráfico, a qual engloba o comportamento mais sinuoso visto nas outras configurações.

O valor da energia máxima absorvida, adquirido através do gráfico mostrado na Fig. (53), é de 2.323,13 Joules, e o deslocamento máximo de seção de carroceria, de 628 milímetros. Logo, a massa pode ser calculada conforme a Equação (35).

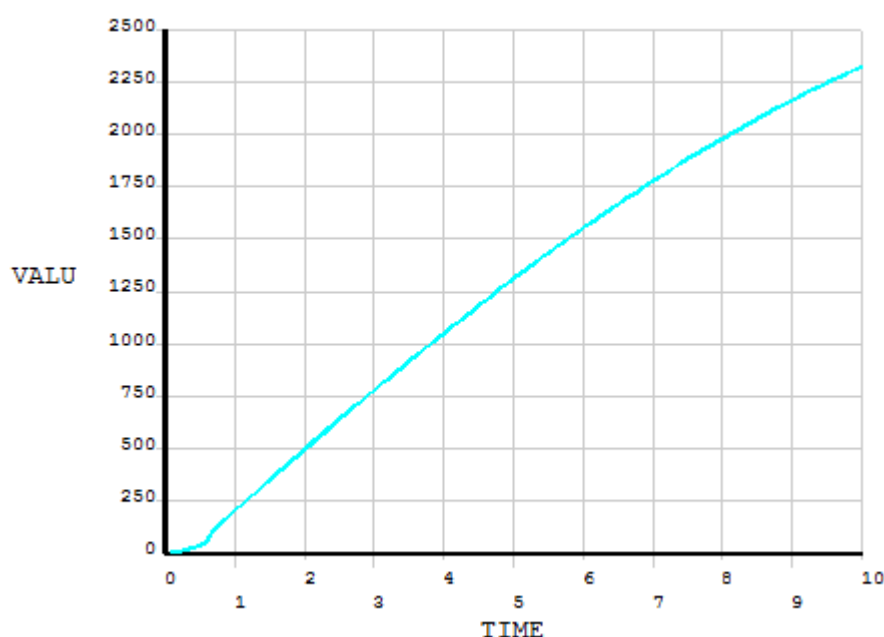


Figura 53. Curva de energia em função do tempo obtido em ANSYS® para a Configuração 3

$$M \leq \frac{2323,13}{0,75 \cdot 9,82 \cdot 0,628}$$

$$M \leq 501,9 \text{ kg}$$

Mesmo a configuração 3 tendo apresentado um alto valor de energia absorvida, a massa máxima da estrutura obtida por meio da configuração analisada respeitou a relação imposta pela Eq. (35), sendo o valor calculado maior que a massa de 427,532 kg da estrutura modelada no *software*. Dessa forma, a configuração 3, caracterizada

pela aplicação direta de deslocamento, apresentou boa representatividade para a modelagem do ensaio de resistência da superestrutura de uma seção de carroceria.

7. CONCLUSÕES

Neste trabalho foram realizadas simulações em conformidade com a Resolução Contran nº 445 (2013) para avaliação da resistência da superestrutura de um ônibus rodoviário por meio de ensaio com pêndulo de uma seção de carroceria. A criação do modelo simplificado foi realizada em ANSYS® com base em um veículo já existente no mercado brasileiro, sendo então aplicadas três configurações diferentes de esforços em sua estrutura para adquirir a curva de energia absorvida e definir se as mesmas estavam em concordância com a resolução brasileira ou não.

A seção de carroceria de ônibus rodoviário criada para os testes deste trabalho foi validada por meio de comparativo estruturas apresentadas no Capítulo 2 – como Micu & Iozsa (2011), Micu *et al.* (2013), Deshmukh (2006) e, em especial, Belingardi *et al.* (2013), no caso dos testes experimentais. O modelo criado neste trabalho apresentou o comportamento semelhante a todos esses estudos.

Antes mesmo de iniciar simulação do ensaio com pêndulo de uma seção de carroceria já era previsto o uso da análise estática estrutural não linear, pois o esperado era que o modelo possuísse não-linearidades, como grandes deformações quando submetido as condições de carga estática. Esse cenário se manteve e foram então realizados os procedimentos para avaliação por meio de três configurações:

- I. Configuração 1: aplicação de força distribuída
- II. Configuração 2: aplicação de força concentrada
- III. Configuração 3: aplicação de deslocamentos diretos

Para as três configurações apresentadas foram adquiridos os dados de deslocamentos e de energia absorvida através de diagramas e gráficos fornecidos pelo ANSYS®, para então se determinar o critério de massa calculada para verificar a conformidade da metodologia.

A configuração que melhor cumpre os critérios de análise especificados na Resolução Contran nº 445 (2013) é a Configuração 3, cuja deformação foi obtida mediante a aplicação de deslocamentos direto na superestrutura do veículo em um ângulo determinado por especificações da resolução europeia.

Por mais que as Configurações 1 e 2 tenham apresentado deformações semelhantes à Configuração 3, a massa da estrutura obtida para elas se apresentou excessivamente pequena quando comparada a massa de 427,532 kg da estrutura modelada no *software*. Com tal resultado, as Configurações 1 e 2 não possuíram boa representatividade para o ensaio com pêndulo de uma seção de carroceria.

Neste trabalho foi possível identificar a necessidade de métodos ágeis e de baixo custo capazes de avaliar a resistência da superestrutura de veículos categoria M3, desenvolvendo bons produtos para os frotistas e passageiros. Por mais que os veículos de transporte coletivo de passageiros representem uma parcela pequena da frota brasileira, eles estão envolvidos em um cenário de acidentes de trânsito alarmante.

Ao final, este trabalho conclui que o modelo computacional validado é uma ferramenta de grande proveito para a engenharia automotiva, já que permite uma avaliação da resistência da superestrutura de ônibus rodoviário em conformidade com a resolução brasileira para o desenvolvimento de projetos de ônibus mais seguros e, ao mesmo tempo, competitivos no mercado. Da mesma forma, o modelo cumpriu com sua proposta inicial de ser um instrumento de baixo custo, ao dispensar testes experimentais com veículos reais orçados na casa de milhares de reais.

Como continuação a este trabalho, sugere-se a investigação e o aprofundamento dos estudos sobre o levantamento de curvas de rigidez em modelo em ANSYS®, bem como a inserção de propriedade de material não-linear. Sugere-se ainda que ferramentas e metodologias desenvolvidas neste trabalho sejam utilizadas para projetar e construir absorvedores do impacto produzido pelo tombamento de um veículo.

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

- ABNT (1989) NBR 10697 – Pesquisa de acidentes de trânsito - Terminologia. ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas, Rio de Janeiro, Brasil.
- Alcalá, E., Badea, F., Martin, Á., Aparicio, F., 2013, “Methodology for the accuracy improvement of FEM beam type T-junctions of buses and coaches structures”, International Journal of Automotive Technology, Volume 14, Issue 5, pp 817-827.
- Ambrósio, J. A. C., 2001. “Crashworthiness. Energy Management and Occupant Protection”, Springer Wien New York, pages 205-302.
- ANSYS® Product Launcher Release 14.5. ANSYS 14.5 Help. Acesso em 06 de junho de 2015.
- Awang, M., Mohammadpour, E., Muhammad, I. D., 2015, “Finite Element Modeling of Nanotube Structures: Linear and Non-linear Models”, Springer International Publishing.
- Bathe, K.-J., 1996, “Finite Element Procedures”, Prentice-Hall, ISBN 0133014584.
- Belingardi, G., Gastaldin, D., Mertella, P., Peroni, L., 2003, “Multibody analysis of M3 bus rollover: structural behavior and passenger injury risk”, 18th International Technical Conference on Enhanced Safety of Vehicles, ESV, Nagoya, Japan, Paper No. 288.
- Blog Go Bus em branco, 2015. Disponível em: <<http://gobusbranco.blogspot.com.br/2011/06/paradiso-g7-1200-scania-k113tl.html>>. Acesso em 25 de Maio de 2015.
- Cook, R. D., Malkus, D. S., Plesha, M. E., Witt, R. J., 2002, “Concepts and Applications of Finite Element Analysis”, John Wiley & Sons, Madison, Estados Unidos.
- CSN, 2015. Catálogo de Aços da Companhia Siderúrgica Nacional. Disponível em: <http://www.csn.com.br/irj/go/km/docs/csn_documentos/CSN/CATALOGO_ZIN_CADO.pdf>. Acesso em 03 de junho de 2015.
- Denatran, 2015. Departamento Nacional de Trânsito, Frota. Disponível em: <<http://www.denatran.gov.br/frota.htm>>. Acesso em 28 de Maio de 2015.

- Deshmukh, P., 2006, "Rollover and roof crush analysis of low-floor mass transit bus", Master of Science Thesis, Department of Mechanical Engineering, Wichita State University.
- Gepner, B., Bojanowski, C., Kwasniewski, L., Wekezer, J., 2014, "Effectiveness of ECE R66 and FMVSS 220 standards in rollover crashworthiness assessment of paratransit buses", *International Journal of Automotive Technology*, Volume 15, Issue 4, pp 581-591.
- Gürsel, K. T., Gürsesli, S., 2010, "Analysis of the Superstructure of a Designed Bus in Accordance with Regulations ECE R 66", *Gazi University Journal Of Science*, Vol. 23, No. 1, pp. 71-80.
- Kang, K.T., Chun, H.J., Park, J.C., Na, W.J., Hong, H.T., Hwang, I.H., 2012, "Design of a composite roll bar for the improvement of bus rollover", *Composites Part B: Engineering*, Vol. 43, No. 4, pp. 1705-1713
- Karlinski, J., Ptak, M., Dzialak, P., Rusinski, E., 2014, "Strength analysis of bus superstructure according to Regulation No. 66 of UN/ECE", *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, No.14, pp. 342-353
- Liang, C. C., Le, G. N., 2010, "Analysis of bus rollover protection under legislated standards using LS-DYNA software simulation techniques", *International Journal of Automotive Technology*, Volume 11, Issue 4, pp 495-506.
- Lima, A., 2009, "Simulação Numérica de Capotamento de Veículos Automotores – Comparação entre Normas e Verificação de Riscos de Lesões ao Condutor", Universidade do Rio Grande do Sul, Rio Grande do Sul, Brasil.
- Marcopolo, 2015. Catálogo Paradiso G7 1200. Disponível em: <http://www.marcopolo.com.br/marcopolo/produtos/produto/paradiso_1200>. Acesso em 04 de junho de 2015.
- Micu, D. A., Iozsa, D. M., 2011, "Analysis of the Rollover Behaviour of the Bus Bodies", *Analele Universității "Eftimie Murgu"*, Reșita Fascicula de Inginerie, ANUL XVIII, NR. 1.
- Micu, D. A., Iozsa, M. D., Frățilă, Gh., 2013, "Rollover test of bus body sections using ansys", 5th International Conference, Brasov, Romania.

- Micu, D. A., Iozsa, D. M., 2014, "Quasi-static simulation approaches on rollover impact of a bus structure", WSEAS, ACMOS, Brasov, Romania.
- Nurhadi, I., Zain, R., Mihradi, S., Soe Oo, K., 2011, "Computer modelling of energy absorbing capability of bus superstructure for rollover safety", Journal of KONES, Faculty of Mechanical and Aeronautical Engineering, Institut Teknologi Bandung, Vol. 18, No. 2, pp. 331-338.
- ONSV, 2014. Observatório Nacional de Segurança Viária, Retrato da Segurança Viária no Brasil - 2014. Disponível em: <<http://onsv.org.br/portaldados/downloads/retrato2014.pdf>>. Acesso em 20 de Maio de 2015.
- Portaria Inmetro nº 30 de 22 de janeiro de 2004. Disponível em: <<http://www.inmetro.gov.br/legislacao/rtac/pdf/RTAC000880.pdf>>. Acesso em 13 de outubro de 2015.
- Rahman, M. K., Johari, M. H., Kassim, K. A., Wong, S. V., 2011, "Body section analysis in bus rollover simulation", Journal of the Eastern Asia Society for Transportation Studies, Vol. 9, pp. 1967-1981.
- Reddy, J.N., 2006, "Introduction to the Finite Element Method", McGraw-Hill, Nova Iorque.
- Resolução Contran n.º 445 de 25 de junho de 2013. Disponível em: <<http://www.denatran.gov.br/download/Resolucoes/Resolucao4452013.pdf>>. Acesso em 12 de fevereiro de 2015.
- Tech, T.W., Iturrioz, I., Meira Júnior, A.D., 2007. "Numerical Simulation of Bus Rollover", Congresso SAE Brasil 2007 – Society of Automotive Engineers, São Paulo, Brasil
- UNECE, 2014. United Nations Economic Commission for Europe. ECE Regulation No. 66. Disponível em: <<http://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/main/wp29/wp29regs/r066r1e.pdf>>. Acesso em 12 de fevereiro de 2015.
- Vincze-Pap, S., András Csiszár, S., 2013, "Applied Virtual Technology (VT) on Bus Superstructure Roll-Over Tests", Design, Fabrication and Economy of Metal

Structures, International Conference Proceedings 2013, Miskolc, Hungary, pp 551-560.

ANEXOS

	Pág.
Anexo I Código desenvolvido em ANSYS® <i>Mechanical</i> APDL	90

ANEXO I: Código desenvolvido em ANSYS® *Mechanical* APDL

```

FINISH
/CLEAR
/TITULO, BUS ROLLOVER
/GRA,POWER
/GST,ON
/TRIAD,OFF
/ESHAPE,1

```

```

/prep7
/UNITS,SI
ET,1,BEAM189

```

```

nelem = 10
h = 3.355
w = 2.76
b = 2.6

```

!nivel 1

k,1,0,0,0	k,77,b-0.15,h,0
k,2,0,1.15,0	k,9,b-0.15,3.205,0
k,3,0,3.005,0	k,78,b,3.205,0
k,87,0,h-0.15,0	k,10,b,3.005,0
k,4,0.15,h-0.15,0	k,11,b,1.15,0
k,88,0.15,h,0	k,12,b,0,0
k,5,b/5,h,0	k,13,2*b/3,1.15,0
k,6,2*b/5,h,0	k,14,2*b/3,0,0
k,7,3*b/5,h,0	k,15,b/3,1.15,0
k,8,4*b/5,h,0	k,16,b/3,0,0

!nivel 2

k,17,0,0,0.6	k,24,4*b/5,h,0.6
k,18,0,1.905,0.6	k,79,b-0.15,h,0.6
k,19,0,3.005,0.6	k,25,b-0.15,3.205,0.6
k,89,0,h-0.15,0.6	k,80,b,3.205,0.6
k,20,0.15,h-0.15,0.6	k,26,b,3.005,0.6
k,90,0.15,h,0.6	k,27,b,1.905,0.6
k,21,b/5,h,0.6	k,28,b,0,0.6
k,22,2*b/5,h,0.6	k,29,2*b/3,0,0.6
k,23,3*b/5,h,0.6	k,30,b/3,0,0.6

!nivel 3

k,31,0,0,1.38	k,81,b-0.15,h,1.38
k,32,0,1.15,1.38	k,39,b-0.15,3.205,1.38
k,33,0,3.005,1.38	k,82,b,3.205,1.38
k,91,0,h-0.15,1.38	k,40,b,3.005,1.38
k,34,0.15,h-0.15,1.38	k,41,b,1.15,1.38
k,92,0.15,h,1.38	k,42,b,0,1.38
k,35,b/5,h,1.38	k,43,2*b/3,1.15,1.38
k,36,2*b/5,h,1.38	k,44,2*b/3,0,1.38
k,37,3*b/5,h,1.38	k,45,b/3,1.15,1.38
k,38,4*b/5,h,1.38	k,46,b/3,0,1.38

!nivel 4

k,47,0,0,1.98	k,54,4*b/5,h,1.98
k,48,0,1.905,1.98	k,83,b-0.15,h,1.98
k,49,0,3.005,1.98	k,55,b-0.15,3.205,1.98
k,93,0,h-0.15,1.98	k,84,b,3.205,1.98
k,50,0.15,h-0.15,1.98	k,56,b,3.005,1.98
k,94,0.15,h,1.98	k,57,b,1.905,1.98
k,51,b/5,h,1.98	k,58,b,0,1.98
k,52,2*b/5,h,1.98	k,59,2*b/3,0,1.98
k,53,3*b/5,h,1.98	k,60,b/3,0,1.98

!nivel 5

k,61,0,0,2.76	k,85,b-0.15,h,2.76
k,62,0,1.15,2.76	k,69,b-0.15,3.205,2.76
k,63,0,3.005,2.76	k,86,b,3.205,2.76
k,95,0,h-0.15,2.76	k,70,b,3.005,2.76
k,64,0.15,h-0.15,2.76	k,71,b,1.15,2.76
k,96,0.15,h,2.76	k,72,b,0,2.76
k,65,b/5,h,2.76	k,73,2*b/3,1.15,2.76
k,66,2*b/5,h,2.76	k,74,2*b/3,0,2.76
k,67,3*b/5,h,2.76	k,75,b/3,1.15,2.76
k,68,4*b/5,h,2.76	k,76,b/3,0,2.76

!linhas

l,1,2	l,2,15
l,1,16	l,2,16
l,1,17	l,2,18

l,2,32	l,24,79
l,3,19	l,80,26
l,3,87	l,26,27
l,88,5	l,26,40
l,5,6	l,27,41
l,5,21	l,28,29
l,6,7	l,28,42
l,6,22	l,29,30
l,7,8	l,29,44
l,7,23	l,30,46
l,8,24	l,31,32
l,8,77	l,31,46
l,78,10	l,31,47
l,10,26	l,32,45
l,11,12	l,32,46
l,11,13	l,32,48
l,11,14	l,32,62
l,11,27	l,33,49
l,11,41	l,33,91
l,12,28	l,92,35
l,12,14	l,35,36
l,13,14	l,35,51
l,13,15	l,36,37
l,13,43	l,36,52
l,14,15	l,37,38
l,14,16	l,37,53
l,14,29	l,38,54
l,15,16	l,38,81
l,15,45	l,82,40
l,16,30	l,40,56
l,17,30	l,41,42
l,17,31	l,41,43
l,18,19	l,41,44
l,18,32	l,41,57
l,19,33	l,41,71
l,19,89	l,42,58
l,90,21	l,42,44
l,21,22	l,43,44
l,21,35	l,43,45
l,22,23	l,43,73
l,22,36	l,44,45
l,23,24	l,44,46
l,23,37	l,44,59
l,24,38	l,45,46

l,45,75	l,59,60
l,46,60	l,59,74
l,47,60	l,60,76
l,47,61	l,61,62
l,48,49	l,61,76
l,48,62	l,62,75
l,49,63	l,62,76
l,94,51	l,63,95
l,51,52	l,96,65
l,51,65	l,65,66
l,52,53	l,66,67
l,52,66	l,67,68
l,53,54	l,68,85
l,53,67	l,86,70
l,54,68	l,71,72
l,54,83	l,71,73
l,84,56	l,71,74
l,56,57	l,72,74
l,56,70	l,73,74
l,57,71	l,73,75
l,58,59	l,74,75
l,58,72	l,74,76
	l,75,76

LARC, 77, 78, 9, 0.15
LARC, 79, 80, 25, 0.15
LARC, 81, 82, 39, 0.15
LARC, 83, 84, 55, 0.15
LARC, 85, 86, 69, 0.15

LARC, 87, 88, 4, 0.15
LARC, 89, 90, 20, 0.15
LARC, 91, 92, 34, 0.15
LARC, 93, 94, 50, 0.15
LARC, 95, 96, 64, 0.15

!ESPAÇO RESIDUAL

k,97,b-0.15,1.65,0
k,98,0.15,1.65,0
k,99,0.4,2.4,0
k,100,b-0.4,2.4,0
l,97,98
l,98,99
l,99,100
l,100,97
A,97,98,99,100
VOFFST,1,-w

LATT,1,1,1,,,,
LSEL,,,,ALL

ALLSEL
 LESIZE,ALL,,nelem ! tamanho de elemento

TYPE,1
 SECNUM,1
 REAL,1
 LMESH,1,150,1

TYPE,1
 SECNUM,2
 REAL,1
 LMESH,151,154,1

FINISH

! RESTRIÇÕES

DK,1,ALL	DK,47,ALL
DK,16,ALL	DK,58,ALL
DK,14,ALL	DK,59,ALL
DK,12,ALL	DK,60,ALL
DK,17,ALL	DK,61,ALL
DK,28,ALL	DK,72,ALL
DK,29,ALL	DK,74,ALL
DK,30,ALL	DK,76,ALL
DK,31,ALL	DK,97,ALL
DK,42,ALL	DK,98,ALL
DK,44,ALL	DK,99,ALL
DK,46,ALL	DK,100,ALL

! APLICAÇÃO DE CARREGAMENTOS (105 kN)

! Força distribuída

!FK,78,FX,-19.98e3
 !FK,78,FY,-6.464e3
 !FK,80,FX,-19.98e3
 !FK,80,FY,-6.464e3
 !FK,82,FX,-19.98e3
 !FK,82,FY,-6.464e3
 !FK,84,FX,-19.98e3
 !FK,84,FY,-6.464e3
 !FK,86,FX,-19.98e3
 !FK,86,FY,-6.464e3

! Força concentrada

FK,82,FX,-99.9e3

FK,82,FY,-32.32e3

! DESLOCAMENTO DIRETO

!DK,78,UX,-512.5e-3

!DK,78,UY,-165.85e-3

!DK,80,UX,-512.5e-3

!DK,80,UY,-165.85e-3

!DK,82,UX,-512.5e-3

!DK,82,UY,-165.85e-3

!DK,84,UX,-512.5e-3

!DK,84,UY,-165.85e-3

!DK,86,UX,-512.5e-3

!DK,86,UY,-165.85e-3

SOLVE

FINISH

/POST1

!PRRSOL,F

PLDISP,2