

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

MATEUS LUCENA OLIVEIRA

**ANÁLISE COMPARATIVA DE DOIS CONCEITOS DE TRAVESSAS PARA CHASSIS
DE SEMIRREBOQUES CARGA SECA PARA TRANSPORTE DE BOBINAS**

**CAXIAS DO SUL
2013**

MATEUS LUCENA OLIVEIRA

**ANÁLISE COMPARATIVA DE DOIS CONCEITOS DE TRAVESSAS PARA CHASSIS
DE SEMIRREBOQUES CARGA SECA PARA TRANSPORTE DE BOBINAS**

Trabalho de conclusão de curso da
disciplina de Estágio II - MEC0258A
apresentado à Universidade de Caxias
do Sul.

Área de concentração: Engenharia
Mecânica

Orientador: Profº Joel Vicente Ciapparini

CAXIAS DO SUL

2013

MATEUS LUCENA OLIVEIRA

**ANÁLISE COMPARATIVA DE DOIS CONCEITOS DE TRAVESSAS
PARA CHASSIS DE SEMIRREBOQUES CARGA SECA PARA
TRANSPORTE DE BOBINAS**

Este trabalho de conclusão do curso de Engenharia Mecânica foi aprovado.
Caxias do Sul, 05 de dezembro de 2013.



Prof. Dr. Eng. Marcos Alexandre Luciano - Coordenador de Estágio II
Universidade de Caxias do Sul

BANCA EXAMINADORA:



Prof. Ms. Eng. Joel Vicente Ciapparini - Supervisor
Universidade de Caxias do Sul



Prof. Dr. Eng. Oscar Alfredo Garcia de Suarez - Avaliador
Universidade de Caxias do Sul



Prof. Dr. Eng. Leandro Luis Corso - Avaliador
Universidade de Caxias do Sul



Eng. Leonardo Knoller Adomilli
Orientador da empresa

RESUMO

Neste trabalho foram desenvolvidas análises no método de elementos finitos, comparando dois modelos de chassis de um Semirreboque Carga Seca Bobineiro. Essas tarefas foram realizadas para validar um novo conceito de chassi para este tipo de produto. A principal diferença dos dois conceitos é o tipo de travessamento, o modelo antigo foi desenvolvido com mãos francesas e travessas e no modelo atual, com travessas passantes. Essas análises foram realizadas a partir de carregamentos atendendo as legislações vigentes no Brasil e condições de contornos validadas em campo.

Palavras-Chave: Semirreboque Bobineiro, travessa passante, método de elementos finitos, cálculos analíticos, análise comparativa e validação.

ABSTRACT

At this work it will be developed analysis in finite element method, comparing two chassis models of a Coil Dry Cargo Semitrailer. These tasks will be performed to validate a new chassis concept for this type of product. The main difference between the two is the type of concept sleepers form, the old model was developed with *French Hands* and sleepers; and the current model, with sleepers passing. This analysis will be performed from shipments meeting the current legislation in Brazil and contour conditions validated in field.

Sumário

LISTA DE FIGURAS.....	8
LISTA DE Tabelas	9
1 Introdução.....	10
1.1 Justificativa.....	10
1.2 Ambiente de Estágio	11
1.3 Objetivos	11
1.3.1 Objetivos gerais.....	11
1.3.2 Objetivos específicos.....	12
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	13
2.1 Tensão	13
2.1.1 Transformação de tensão.....	14
2.2 Deformação	15
2.2.1 Coeficiente de Poisson	15
2.2.2 Lei de Hooke	16
2.2.3 Transformação de deformação	16
2.3 Flexão	16
2.4 Torção.....	17
2.5 Aceleração lateral	18
2.6 Critérios de falhas estáticos.....	19
2.6.1 Teoria da máxima tensão de cisalhamento.....	19
2.6.2 Teoria da máxima energia de distorção.....	19
2.7 Elementos finitos.....	20
2.7.1 Introdução a elementos finitos	20
2.7.2 Análise estática e dinâmica	21

2.7.3	Tipo de análise	23
2.7.4	Tipos de elementos	24
2.7.5	Geração de malha	27
2.7.6	Condições de contorno	28
2.8	Material utilizado	29
2.9	Abaqus.....	29
3	PROBLEMA - SITUAÇÃO ATUAL	31
3.1	Descrição do produto	31
3.2	Carregamentos, análises e cálculos aplicados	33
3.2.1	Aplicação do Método de Elementos finitos.	34
4	DISCUSSÕES E RESULTADOS	36
4.1	Geração da malha	37
4.2	Carregamentos utilizados	39
4.3	Análises nos modelos simplificados	40
4.4	Análise nos modelos completos	42
4.4.1	Análise de torção.....	42
4.4.2	Análise de flexão.....	44
4.4.3	Análise de aceleração lateral	46
5	Considerações finais.....	48
5.1	Conclusão	48
5.2	Sugestões para trabalhos futuros	48

LISTA DE FIGURAS

Figura 1- Estado de tensão no elemento infinitesimal.....	14
Figura 2- Rotação do estado plano de tensões.....	14
Figura 3 - Diagrama de força cortante e momento fletor.....	17
Figura 4 - Aplicação de torque em uma barra.....	18
Figura 5 - Aceleração lateral atuando em um Semirreboque.....	18
Figura 6 - Sequência lógica de solução de um problema usando MEF.....	21
Figura 7 - PTV aplicado em um corpo rígido.....	22
Figura 8 - Geometria do elemento tipo viga.....	25
Figura 9 - Resultantes de tensão em casca.....	26
Figura 10 - Malhas com descontinuidades e soluções.....	28
Figura 11 - Estrutura com seus carregamentos e restrições.....	28
Figura 12 - Semirreboque Carga Seca Bobineiro.....	31
Figura 13 - Modelo Simplificado do conceito atual.....	32
Figura 14 - Modelo Simplificado do novo conceito.....	32
Figura 15 - Carregamento crítico do produto.....	33
Figura 16 - Carregamento dos modelos simplificados e cálculos analíticos.....	34
Figura 17 - Fluxograma de atividades das análises no MEF.....	35
Figura 18 – Modelos virtuais das análises propostas.....	36
Figura 19 – Malha do modelo atual simplificado.....	37
Figura 20 – Malha do modelo proposto simplificado.....	38
Figura 21 – Malha do modelo atual completo.....	38
Figura 22 – Malha do modelo proposto completo.....	39
Figura 23 – Simulação dos carregamentos das bobinas nos modelos completos..	40
Figura 24 – Análise no modelo atual simplificado.....	41
Figura 25 – Análise no modelo proposto simplificado.....	41
Figura 26 – Deslocamento devido a torção nos modelos completos.....	43
Figura 27 – Tensões Von Mises devido a torção nos modelos completos.....	43
Figura 28 - Tensões Von Mises devido a flexão nos modelos completos.....	45
Figura 29 - Tensões Von Mises devido à acel. lateral nos modelos completos.....	46

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Propriedades químicas e mecânicas do material LN-RAND-250.....	29
Tabela 2 – Reações verticais encontradas para torção.....	44
Tabela 3 – Reações verticais encontradas para flexão.....	45
Tabela 4 – Reações verticais encontradas para aceleração lateral.....	47

1 INTRODUÇÃO

A legislação brasileira de transporte de cargas vem se tornando cada vez mais rígida, fazendo com que as empresas fabricantes de semirreboques invistam cada vez mais em novas tecnologias para tornar seus produtos mais leves, estáveis e com o menor custo de transporte operacional possível, já que o transporte rodoviário corresponde à maior parte da logística do país.

A Randon S/A Implementos e Participações, líder nacional do segmento, vem adotando políticas bastante agressivas no que diz respeito à inovação de seus produtos e processos, não só para atender as demandas legislativas, como também, para superar a concorrência.

Para atender essa demanda, foi realizado neste trabalho análises em método de elementos finitos de um novo conceito de projeto de travessas para chassis de um semirreboque carga seca para transporte de bobinas e produtos siderúrgicos. A validação do novo conceito se dará a partir de análises estáticas no método de elementos finitos.

1.1 Justificativa

Verificando demandas de produção e do mercado, a engenharia de carga geral da Randon S/A considerou de extrema valia a atualização da sua linha de produtos para transporte de bobinas e produtos siderúrgicos, pois, agregando novos conceitos de projeto, haverá ganhos de produtividade na linha de fabricação dos mesmos e uma melhor aceitação por parte dos clientes.

A pretensão é ter um ganho de duzentos por cento no tempo de fabricação deste tipo de semirreboque e reduzir custos e peso do mesmo. Com este anseio se obtêm argumentos para os investimentos que serão necessários na virada de linha deste projeto.

1.2 Ambiente de Estágio

Os irmãos Hercílio e Raul Randon, deram início as atividades das Empresas Randon no ano de 1949, quando fundaram uma pequena oficina para reforma de motores industriais em Caxias do Sul. Nos anos seguintes, foram ampliando sua gama de serviços e produtos, iniciando a fabricação de freios a ar e, implementando, a fabricação e instalação de terceiro eixo para caminhões. Em constante crescimento nas décadas de 70, 80 e 90 a Randon criou complexos fabris e formou parcerias com empresas multinacionais, o que resultou na criação do Grupo Randon. Hoje este grupo conta com nove empresas, focadas na prestação de serviços e produtos para o ramo automotivo.

Hoje com mais de 60 anos de história as empresas Randon contam com mais de doze mil colaboradores, divididos em complexos fabris localizados em toda América Latina, sendo uma das maiores fabricantes de reboques e semirreboques do mundo.

O estágio será realizado no departamento de tecnologia e inovação da Randon S/A Implementos e Participações, sendo este, gerenciado atualmente pelo Engenheiro Juliano Pimentel. A divisão de engenharia de carga geral é coordenada pelo Engenheiro Leonardo Knoller Adomilli, sendo este o orientador deste trabalho na empresa.

Hoje a engenharia de carga geral (ECG), é responsável pelos segmentos graneleiro, carga seca, base de container, base sider, base furgão e transporte de produtos especiais, contando com uma equipe de um coordenador, dez analistas de engenharia e dois estagiários. É uma área dentro da engenharia com grande valia para empresa, pois é responsável pelo produto com maior demanda produtiva, o Semirreboque graneleiro.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivos gerais

Analisar por método de elementos finitos, um novo conceito de projeto para as travessas do chassi de um semirreboque bobineiro. Analisar de forma estática, considerando cargas experimentais já validadas em campo. Os carregamentos nos

chassis e nas travessas serão aplicados de forma igual nos modelos a serem testados (atual e proposto), considerando pontos críticos de falha já conhecidos e validados.

1.3.2 Objetivos específicos

- Analisar pelo método de elementos finitos, modelos genéricos dos dois conceitos de travessa, fazendo com que as mesmas sofram carregamentos verticais conhecidos e validados em campo;
- Analisar pelo método de elementos finitos o comportamento do chassi deste produto, considerando o dois conceitos de travessa;
- Fazer com que os modelos recebam cargas como torção, flexão e aceleração lateral, semelhante às encontradas em sua operação.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Para realização das análises nos dois modelos de chassis é necessária a revisão de alguns conceitos de mecânica dos sólidos e do MEF. Neste capítulo iremos abordar e revisar estes temas, visando sempre à ligação dos mesmos com o foco geral deste trabalho.

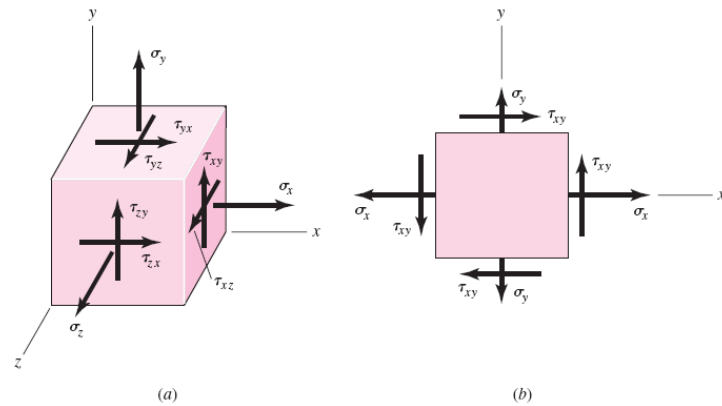
Primeiramente, vamos abordar os conceitos básicos de mecânica dos sólidos, falando sobre temas como estado de tensão, deformação e resistência dos materiais metálicos. Além disso, será abordado o conceito de elementos finitos, meio importante para a criação de um modelo numérico, assim como, será também apresentado sobre o software Abaqus onde será mostrado suas características para análise.

Esta revisão é de extrema valia para que se tenha um melhor entendimento dos métodos e análises que serão abordadas posteriormente neste trabalho.

2.1 Tensão

Um estado geral de tensão em um ponto é caracterizado por seis componentes independentes de tensões normais e de cisalhamento, que atuam nas faces de um elemento do material localizado em tal ponto da figura 1 (a). Geralmente na engenharia são feitas aproximações, a fim de que a tensão produzida em um elemento estrutural ou mecânico possa ser analisada em um plano simples, neste caso diz-se que o material está sujeito a um estado plano de tensões. Por não haver carga na superfície do corpo, os componentes de tensões normais e de cisalhamento serão nulos na face de um elemento localizado nesta superfície, conseqüentemente, os componentes de tensão correspondentes na face oposta também serão nulos e portanto, o material estará sujeito ao estado plano de tensões conforme figura 1 (b) (HIBBELER, 2004).

Figura 1- Estados de tensão no elemento infinitesimal.



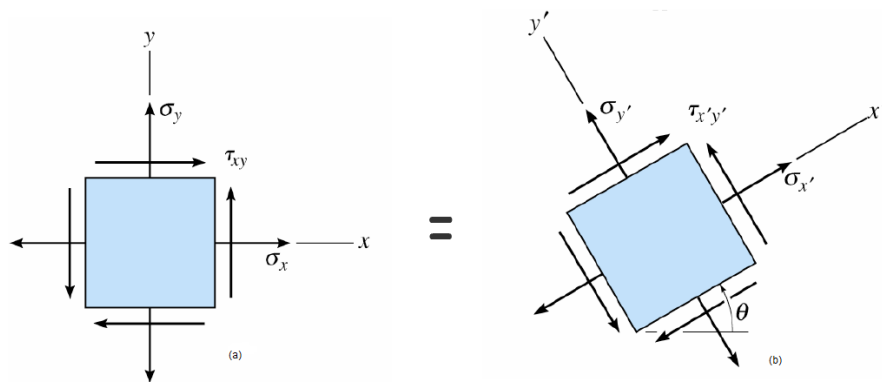
(a) Tensão geral de tensão. (b) Estado plano de tensões.

Fonte: Hibbeler (2004).

2.1.1 Transformação de tensão

Sabendo a orientação dos componentes de tensão em um determinado elemento podem-se definir os componentes para um elemento com orientação diferente, ou seja, supondo que o estado de tensão seja definido pelos componentes σ_x , σ_y e τ_{xy} , orientados ao longo dos eixos x e y , conforme figura 2 (a), pode-se obter os componentes $\sigma_{x'}$, $\sigma_{y'}$ e $\tau_{x'y'}$, orientados ao longo dos eixos x' e y' , conforme figura 2 (b) (HIBBELER, 2004).

Figura 2- Rotação do estado plano de tensões



Fonte: Hibbeler (2004).

Na prática da engenharia, é importante determinar a orientação dos planos que fazem a tensão normal chegar ao máximo e ao mínimo, bem como a orientação dos planos que fazem a tensão de cisalhamento chegar ao máximo. Estas tensões são denominadas como tensões principais e serão definidas nas fórmulas abaixo como σ_1 , σ_2 e $\tau_{máx}$ (POPOV, 1978; HIBBELER, 2004).

As equações 2.1 e 2.2 determinam como são encontradas estas tensões principais.

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2.1)$$

$$\tau_{máx} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2.2)$$

2.2 Deformação

O estado geral das deformações em determinado ponto de um corpo é representado pela combinação de três componentes de deformação normal (ϵ_x , ϵ_y e ϵ_z) e três componentes de deformação por cisalhamento (γ_{xy} , γ_{xz} e γ_{yz}). Esses componentes tendem a deformar cada face de um elemento do material e, como ocorre com a tensão, os componentes de deformação normal e por cisalhamento no ponto variam de acordo com a orientação do elemento (NORTON, 2004).

2.2.1 Coeficiente de Poisson

Quando um corpo deformável é submetido a uma força axial de tração, não só se alonga como também se contrai lateralmente. Essas deformações são uma constante no regime elástico dos materiais, pois as deformações horizontais e verticais deste corpo são proporcionais. Esta constante é denominada coeficiente de Poisson ν , que é expressa matematicamente pela equação 2.3 (HIBBELER, 2004).

$$\nu = -\frac{\varepsilon_{lat}}{\varepsilon_{long}} \quad (2.3)$$

2.2.2 Lei de Hooke

A maioria dos materiais da engenharia apresenta relação linear entre tensão e deformação na região elástica. Conseqüentemente, um aumento na tensão provoca um aumento proporcional na deformação. Este fato pode ser expresso matematicamente pela equação 2.4, onde σ representa a tensão, ε representa a deformação e E o módulo de elasticidade do material (HIBBELER, 2004).

$$\sigma = E\varepsilon \quad (2.4)$$

2.2.3 Transformação de deformação

Como na tensão a orientação do elemento em um ponto é determinada de modo que a deformação do elemento seja representada por deformações normais sem deformação por cisalhamento, quando isso ocorre, as deformações normais são denominadas como principais. Abaixo exemplificada a equação 2.5 utilizada para encontrar essas deformações principais que serão denominadas como ε_1 e ε_2 (HIBBELER, 2004).

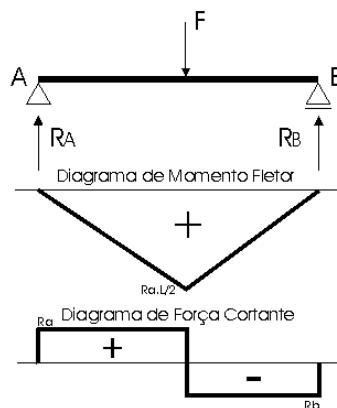
$$\varepsilon_{1,2} = \frac{\varepsilon_x + \varepsilon_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\varepsilon_x - \varepsilon_y}{2}\right)^2 + \left(\frac{\gamma_{xy}}{2}\right)^2} \quad (2.5)$$

2.3 Flexão

As cargas aplicadas sobre vigas desenvolvem força cortante cisalhante interna e momento fletor que, em geral varia de ponto para ponto ao longo do eixo da viga.

Essas funções são aplicadas e representadas por gráficos denominados diagramas de força cortante e momento fletor. Esses gráficos, conforme exemplo na figura 3, são importantes para descobrir os valores máximos de flexão e detalhar a variação das forças cisalhantes e momentos fletores ao longo da viga, estes são frequentemente utilizado pelos engenheiros para descobrir as regiões onde se deve reforçar uma determinada estrutura (HIBBELER, 2004).

Figura 3 - Diagrama de força cortante e momento fletor



Fonte: Damian (2000)

2.4 Torção

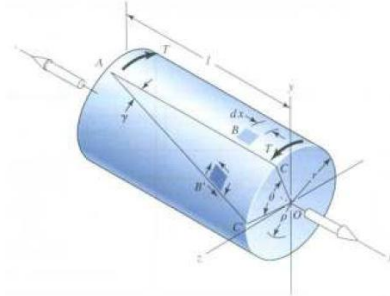
Qualquer vetor de momento que seja colinear com um eixo de um elemento mecânico é denominado vetor de torque, pois, faz com que o elemento seja torcido ao redor de uma determinada viga; diz-se que uma barra submetida a um momento dessa classe está sob torção.

Como ilustrado na figura 4 o torque T aplicado em uma barra qualquer pode ser designado desenhando-se setas na superfície desta para indicar a direção, ou, setas de vetores de torque ao longo dos seus eixos de torção. Vetores de torque são setas vazadas desenhadas ao longo do eixo x (SHIGLEY et al, 2005).

Na fórmula 2.6 o ângulo de torção, em radianos, de uma barra sólida redonda, onde T é o torque (N.n) , ℓ é o comprimento (m), G é o módulo de rigidez e J o segundo momento polar de área (N. m²).

$$\theta = \frac{T\ell}{GJ} \quad (2.6)$$

Figura 4 - Aplicação de torque em uma barra



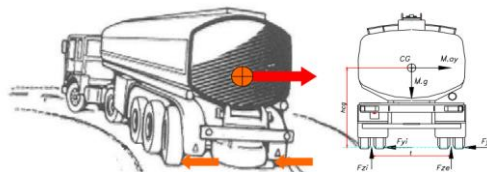
Fonte: Shigley (2005).

2.5 Aceleração lateral

Segundo Melo (2005), citando Winkler (2000), a medida básica para avaliação da estabilidade lateral dos veículos é o chamado Limiar de Tombamento Lateral Estático - SRT (Static Rollover Threshold) expresso como a aceleração lateral, em g's, máxima antes de ocorrer o tombamento lateral do veículo. Muitos automóveis apresentam SRT maior que 1 g enquanto camionetas e vans apresentam SRT entre 0,8 e 1,2g's. Já veículos pesados de carga apresentaram SRT abaixo de 0,5 g. Tanques criogênicos para o transporte de gases apresentam SRT tão baixo quanto 0,26 g.

Como pode ser visto na figura 5, a aceleração lateral atua no centro de gravidade do produto e sua força é representada pela massa do mesmo multiplicado pela aceleração lateral atuante.

Figura 5 - Aceleração lateral atuando em um Semirreboque



Fonte: Desconhecida

2.6 Critérios de falhas estáticos

Para iniciar um projeto com um material específico, é preciso estabelecer um limite superior para o estado de tensão que defina a falha do material. Em materiais dúcteis, geralmente a falha será especificada pelo início do escoamento (HIBBELER, 2004).

Quando um estado de tensão uniaxial ocorre em um material, a deformação plástica se inicia quando a tensão aplicada ultrapassar a tensão de escoamento deste material. Assim sendo, seu comportamento pode ser facilmente mostrado em um diagrama de tensão-deformação (POPOV, 1978; BRANCO, 1985).

Para se determinar o limite de escoamento em um material carregado bi ou triaxialmente, algumas teorias de falha por carregamento estático devem ser usadas como critérios de escoamento (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS 2005).

2.6.1 Teoria da máxima tensão de cisalhamento

Segundo Norton (2004), essa teoria prevê que a falha de um material ocorre quando a tensão máxima de cisalhamento que ocorre em uma região excede a tensão máxima de cisalhamento desse mesmo material quando submetido a um ensaio de tração simples. Essa teoria também é conhecida como teoria de Tresca. Desta maneira, a tensão máxima de cisalhamento que um material suporta pode ser encontrada pela equação 2.7.

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \geq \frac{S_y}{2} \quad (2.7)$$

2.6.2 Teoria da máxima energia de distorção

Segundo Shigley (2005), outro critério utilizado para determinar a falha em materiais metálicos dúcteis se origina da observação de que, tensionados hidrosticamente, eles apresentam uma resistência ao escoamento muito acima dos

valores obtidos de ensaios de tração. Assim sendo, pode-se concluir que o escoamento não é um fenômeno simples de tração e compressão, mas sim está relacionado com a distorção angular do elemento. Essa teoria também é conhecida como teoria de Von Mises e pode ser calculada pela equação 2.8.

$$\sigma' = \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \quad (2.8)$$

2.7 Elementos finitos

O MEF mostra-se uma excelente ferramenta de cálculo utilizada para analisar o comportamento dos materiais empregados em projetos estruturais, assim como, para avaliar o desempenho mecânico dessas estruturas (CHRISTOFORO; MONTEIRO; PANZERA e NACIF, 2010).

A análise por elementos finitos poderá ter vários níveis de sofisticação, conforme o tipo de problema que se pretende analisar. No entanto, existe uma série de fatores que determinará não só a qualidade dos resultados, mas também, o tempo de cálculo e de esforço computacional (MARQUES; SILVA e REBELO, 2009).

2.7.1 Introdução a elementos finitos

Segundo Azevedo (2003), A formulação do MEF requer a existência de uma equação integral, de modo que seja possível substituir a integral sobre um domínio complexo (de volume V) por um somatório de integrais estendidos a sub domínios de geometria simples (de volume V_i). Esta técnica é ilustrada com o seguinte exemplo (equação 2.9), que corresponde ao integral de volume de uma função f .

$$\int_V f dV = \sum_{i=1}^n \int_{V_i} f dV \quad (2.9)$$

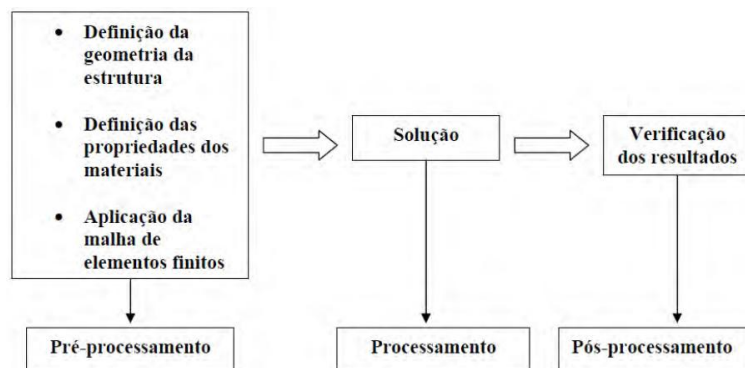
Em (2.10) pressupõe-se que:

$$V = \sum_{i=1}^n V_i \quad (2.10)$$

Se for possível calcular todos os integrais estendidos aos sub domínios V_i , basta efetuar o somatório correspondente ao segundo membro de (2.7) para se obter o integral estendido a todo o domínio. Cada sub domínio V_i corresponde a um elemento finito de geometria simples (segmento de reta, triângulo, quadrilátero, tetraedro, paralelepípedo). O somatório indicado em (2.7) vai dar origem à operação designada *assemblagem*, que apresenta muitas semelhanças com a que é efetuada nas estruturas reticuladas (AZEVEDO, 2003).

Segundo Oliveira (2007), os softwares comerciais que operam a técnica dos elementos finitos seguem algumas etapas como mostra a figura 6. Estas etapas admitem que haja um claro entendimento do problema físico por parte de quem vai fazer a análise, se a entrada de dados for mal conduzida os resultados obtidos podem ser catastróficos.

Figura 6 - Sequência lógica de solução de um problema usando MEF



Fonte: Oliveira (2007).

2.7.2 Análise estática e dinâmica

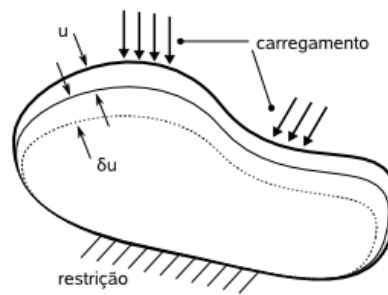
Como este trabalho será desenvolvido em cima de análises estáticas, não serão aprofundadas as teorias de análise dinâmica.

As ações sobre as estruturas são em geral dinâmicas, quando são consideradas as forças de inércia associadas às acelerações a que cada um dos seus componentes fica sujeito (AZEVEDO, 2003).

Segundo Neto e Lopes (2007), na análise estática de estruturas, o MEF trabalha com equações matriciais do tipo $KU=F$, onde U são os deslocamentos finais da estrutura e F é o vetor de carregamento da estrutura. Portanto, torna-se necessário o conhecimento da matriz K , chamada de matriz de rigidez do elemento, o que geralmente é feito a partir do Princípio do Trabalho Virtual (PTV).

O PTV estabelece que o trabalho realizado pelas tensões internas na deformação virtual do corpo é igual ao trabalho realizado pelas forças exteriores nos deslocamentos virtuais dos seus pontos de aplicação, conforme figura 7 (AZEVEDO, 2003).

Figura 7 - PTV aplicado em um corpo rígido



Fonte: Desconhecida

Nas equações 2.11, δ indica que os deslocamentos são virtuais. O PTV para barras que estão submetidas a deslocamentos e forças axiais é definido pela Equação 2.9 (NETO; LOPES; LOPES, 2007).

$$\int_v \delta \epsilon^T \sigma dV = \int_L \delta S^T p dL \quad (2.11)$$

Nesta equação, o vetor $\delta \epsilon$ apresenta a componente que corresponde ao comprimento segundo o eixo da barra, o vetor σ contém a tensão normal na seção

transversal da barra. O campo de deslocamentos δS e a ação exterior distribuída (p) referem-se ao componente segundo o eixo da barra (NETO; LOPES; LOPES, 2007).

2.7.3 Tipo de análise

Para se realizar uma análise no MEF é necessário fazer algumas considerações de que tipo de esforços e grandezas físicas, a peça ou mecanismo estudado estará submetido. Este trabalho será desenvolvido em cima de uma análise linear implícita, pois os esforços que as travessas serão submetidas atendem a essas características.

2.7.3.1 Análise linear e não linear

Segundo Azevedo (2003), na análise de uma estrutura sólida, é habitual considerar que os deslocamentos provocados pelas ações exteriores são muito pequenos quando comparados com as dimensões dos componentes da estrutura. Nestas circunstâncias, admite-se que não existe influência da modificação da geometria da estrutura na distribuição dos esforços e das tensões, todo o estudo é feito com base na geometria inicial indeformada. Se esta hipótese não for considerada, a análise é designada não linear geométrica.

Deve-se considerar a frequência que o nível do material que constitui a estrutura, se a relação entre tensões e deformações é linear. Nos casos em que esta simplificação não é considerada, é necessário recorrer a algoritmos específicos de análise não linear material (AZEVEDO, 2003).

Este trabalho será desenvolvido em uma análise linear, ou seja, considerando a estrutura indeformável e a relação tensões e deformações lineares.

2.7.3.2 Análise explícita e implícita

Segundo Remala (2005), esquemas de solução numérica muitas vezes são classificados como sendo implícitos ou explícitos. Quando um cálculo direto de variáveis dependentes pode ser feita em termos de quantidades conhecidas, o cálculo é dito como sendo explícito. Em contraste, quando as variáveis dependentes são

definidas por conjuntos de equações acopladas, e que uma matriz ou técnica iterativa é necessária para obter a solução, o método numérico é dito ser implícito.

O método implícito utiliza a equação 2.12, para se obter a solução, neste método o inverso da matriz de rigidez $[K]$ é calculado para cada incremento de tempo Δt , passo para resolver o deslocamento $\{u\}$. Esta aproximação é uma operação intensiva do CPU e é computacionalmente dispendioso. Para as não linearidades, $[K]$ é também uma função do deslocamento $\{u\}$, então $[K]$ é obtido por uma série de aproximações (REMALA, 2005).

$$\{n_{n+1}\} = [K]^{-1} \{F_{n+1}^a\} \quad (2.12)$$

2.7.4 Tipos de elementos

Os principais softwares de elementos finitos utilizam hoje três tipos de elementos para realização de suas análises. Este trabalho terá suas análises desenvolvidas em elementos do tipo casca, por este motivo, este assunto será o mais abordado.

2.7.4.1 Elemento tipo viga

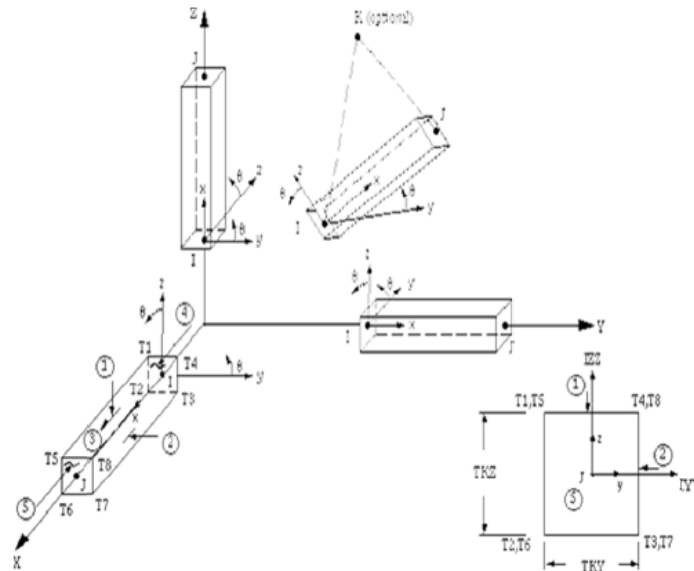
Segundo Alves Filho (2007), uma viga consiste em uma barra reta, de comprimento muito maior que as dimensões de sua seção transversal, e pode transmitir, além de forças axiais, momentos fletores nos planos que contêm seus dois eixos principais do plano da seção transversal da viga, forças cortantes nos mesmos planos de ação dos momentos fletores e momentos torçores em relação ao eixo dos centros de torção da viga, como representado na figura 6.

A base para resolver este tipo de problema, está na formulação do elemento de viga, por intermédio da sua matriz de rigidez.

O elemento viga é um elemento uniaxial com capacidades para resistir a carregamentos de tensão, compressão, torção e flexão. O elemento tem seis graus de liberdade em nó: translação no nodal x , y e z , direções e rotações sobre os eixos

nodais x, y e z. Na representação da figura 8 mostra-se a geometria do elemento tipo viga (ANDRADE, 2011).

Figura 8 - Geometria do elemento tipo viga



Fonte: Andrade (2011).

2.7.4.2 Elemento tipo casca

Casca é um sólido em que se caracteriza uma dimensão denominada espessura, muito menor do que as dimensões de sua superfície média; sólido este submetido a efeitos de flexão e de membrana. O efeito de membrana se refere à deformação da superfície média da casca nesta mesma superfície. As cascas têm larga aplicação na engenharia, devido à eficiente capacidade de carga e belo efeito arquitetônico, podendo vencer grande vãos com leveza e beleza, entretanto, a sua análise gera mais dificuldade do que os outros modelos estruturais contínuos, devido à geometria curva e ao grande número de parâmetros envolvidos (SORIANO, 2003).

Segundo Soriano (2003), o efeito de flexão está associado às resultantes de tensão M_x , M_y , M_{xy} , Q_x e Q_y que, no caso de espessuras pequenas em relação aos raios de curvatura da casca, têm seus resultados obtidos a partir das equações

2.13, 2.14, 2.15, 2.16 e 2.17 respectivamente. Os componentes de tensão do efeito membrana, N_x , N_y e N_{xy} têm seus resultados obtidos a partir das equações 2.18, 2.19 e 2.20 respectivamente. Na figura 9 pode-se observar os resultantes de tensão em casca.

$$M_x = - \int_{-t/2}^{t/2} \sigma_x z dz \quad (2.13)$$

$$M_y = - \int_{-t/2}^{t/2} \sigma_y z dz \quad (2.14)$$

$$M_{xy} = M_{yx} = - \int_{-t/2}^{t/2} \tau_{xy} z dz \quad (2.15)$$

$$Q_x = \int_{-t/2}^{t/2} \tau_{xy} dz \quad (2.16)$$

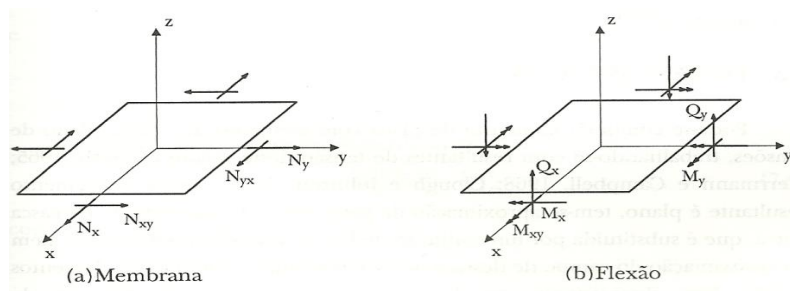
$$Q_y = \int_{-t/2}^{t/2} \tau_{yz} dz \quad (2.17)$$

$$N_x = \int_{-t/2}^{t/2} \sigma_x dz \quad (2.18)$$

$$N_y = \int_{-t/2}^{t/2} \sigma_y dz \quad (2.19)$$

$$N_{xy} = N_{yx} = \int_{-t/2}^{t/2} \tau_{xy} dz \quad (2.20)$$

Figura 9 - Resultantes de tensão em casca



Fonte: Soriano (2003).

2.7.4.3 Elemento tipo sólido

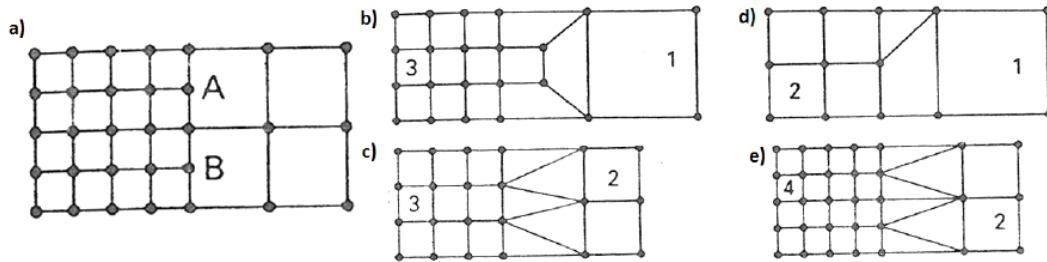
Os elementos sólidos são baseados na teoria da elasticidade linear, que descreve o comportamento de um componente deformável sob carregamento, assumindo pequenas deformações e pequenos deslocamentos, material isotrópico e comportamento em regime elástico-linear. No caso geral da teoria da elasticidade 3D, um sistema de forças agindo sobre um sólido estabelece nele esforços internos que variam ponto a ponto. Em tal situação, o estado de tensões num determinado ponto é definido por seis componentes (uma vez que o tensor das tensões, de dimensões 3x3, é simétrico): tensões normais e tensões de cisalhamento, como ilustra a Figura 1a (ALBUQUERQUE, 1999).

2.7.5 Geração de malha

Sabe-se que o método de elementos finitos apresenta respostas coerentes em suas análises estruturais, porém, as mesmas não são exatas e sim uma aproximação da resolução de equações geradas a partir de cada nó de uma malha. Com a discretização desta malha, obtêm-se um maior número de elementos, tornando a mesma mais confiável e com resultados mais aproximados da realidade. Mas fazer este tipo de afirmação é um tanto quanto audacioso, pois quanto maior o refino de uma malha, maior será o tempo de processamento da análise, tornando a mesma inviável por custos operacionais ou até mesmo impossível.

Segundo Fagan (1992), um recurso utilizado para aumentar a eficiência de processamento nos softwares, é elevar o refinamento da malha somente em determinadas regiões. Estas regiões são estabelecidas previamente como regiões críticas (como por exemplo, regiões de concentração de tensão) prováveis da estrutura analisada, e desta forma terão maior acuracidade do que em outras áreas. Um dos requisitos na convergência assintótica de regiões críticas é a continuidade das soluções de forma entre elementos. Por este motivo devem-se evitar malhas como as indicadas na figura 10(a), e utilizar malhas conforme indicadas na figura 10(b-e), sendo que se devem utilizar aquelas que produzem uma menor distorção dos elementos.

Figura 10 - Malhas com descontinuidades e soluções



Fonte: Fagan (1992).

2.7.6 Condições de contorno

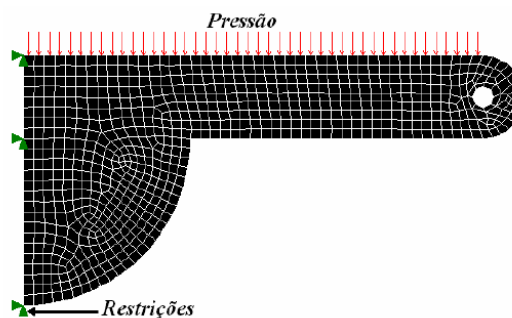
Para realização de análises no MEF, é necessário alimentar o modelo com dados reais ou hipótese de simulação, estes dados são denominados restrições e condições de contorno.

As condições de contorno em análises estáticas se dividem geralmente em dois grupos, que são as restrições e os carregamentos.

Restrições: Define como a estrutura se relaciona com o meio ambiente (engastamentos) (BONATTO, 2007), na figura 11 pode-se observar as restrições na região de apoio da peça.

Carregamentos: Definem as solicitações as quais a estrutura está submetida (forças nodais, pressões, momentos, carga térmica, etc.) (BONATTO, 2007), na figura 10 observam-se os carregamentos, a partir da pressão aplicada na peça.

Figura 11 - Estrutura com seus carregamentos e restrições



Fonte: Bonatto (2007).

2.8 Material utilizado

O material utilizado na fabricação dos chassis e seus componentes foi o LN-RAND-250. Este material é considerado um aço estrutural, por suas propriedades químicas e mecânicas (tabela 1).

Tabela 1 - Propriedades químicas e mecânicas do material LN-RAND-250

Elemento/ Element	C	Mn	P	S	C_{eq. Max.}
%	≤ 0,22	≤ 2,00	≤ 0,030	≤ 0,015	≤ 0,40

Densidade/ Density	Tensão de Escoamento/ Yield Strenght	Tensão de Ruptura/ Tensile Strenght	Alongament o (Mín.)/ Elongation	Raio Mínimo de Dobra/ Minimun Bend Radius	Charpy -10º (Mín.)	Dureza/ Hardness
7,85 g/cm ³	250 MPa	400 a 520 MPa	22%	1E	-	-

Fonte: Autor (2013).

2.9 Abaqus

Software de elementos finitos que possui aplicações em muitas áreas da engenharia, contendo módulos como os gráficos CA (pré-processador), *Viewer* (pós-processador), e, os módulos principais *STANDARD* e *EXPLICIT* (SOUSA, 2011).

O pré-processador ABAQUS/CAE consiste em uma interface gráfica que permite ao usuário a definição da geometria do problema, atribuição das propriedades dos diferentes materiais, aplicação dos carregamentos e das condições de contorno do problema, seleção do número de etapas pretendidas na análise e, finalmente, geração da malha de elementos finitos correspondente ao corpo analisado (SOUSA, 2011).

Após a geração do arquivo contendo a entrada de dados do problema pelo pré-processador, que pode ser ainda manipulado pelo usuário para situações não convenientemente tratadas pelo ABAQUS/CAE, é então possível executar a simulação computacional pelo método dos elementos finitos, utilizando os módulos

ABAQUS/*STANDARD* para análises implícitas e ABAQUS/*EXPLICIT* para análises explícitas. O software dispõe ainda do pós-processador ABAQUS/*VIEWER* que, operando sobre os arquivos de saída, possibilita, para interpretação dos resultados numéricos, procedimentos de visualização gráfica e de animação (SOUSA, 2011).

3 PROBLEMA - SITUAÇÃO ATUAL

Este trabalho tem como intuito validar o conceito de travessas passantes para Semirreboques Carga Seca para transporte de bobinas, eliminando assim o atual modelo em fabricação, que tem como conceito: travessas e mãos francesas.

Estas modificações são de suma importância para a Empresa Randon Implementos, pois cálculos de processo mostram um ganho de duzentos por cento na produção deste tipo de produto, aumentando sua capacidade de duas unidades/dia para seis unidades/dia.

Para validação deste novo conceito, foi submetido os dois modelos de produtos a análises teóricas e em elementos finitos, análises estas que serão explicadas ao longo deste capítulo.

3.1 Descrição do produto

O Semirreboque carga seca bobineiro (figura 12), é um produto extremamente versátil, pois pode levar diversos tipos de carga em sua carroceria, que variam desde paletes e sacarias à produtos siderúrgicos como tubos petrolíferos e bobinas. Por este motivo é difícil encontrar as condições de contornos para análise e validação do produto pelo MEF, pois, cada tipo de carregamento gera esforços diferentes na estrutura do produto.

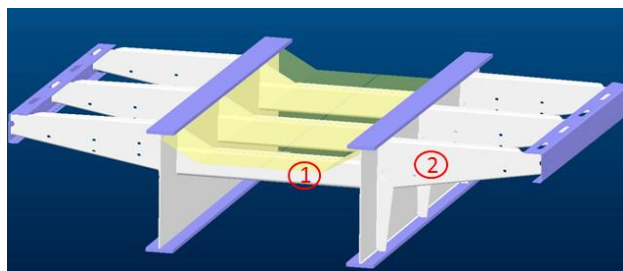
Figura 12 - Semirreboque Carga Seca Bobineiro



Fonte: Autor (2013).

A principal diferença entre os dois tipos de chassis analisados é a forma de seu travessamento. Como já comentado, no modelo atual temos o conceito de travessas e mãos francesas, este método gera problemas na produção do produto, pois há a necessidade de posicionar cada peça por medidas de trenas, o que demanda uma quantidade alta de funcionários e tempo para realização do mesmo. Na figura 13 está representado um modelo simplificado deste conceito. O número 1 representa as travessas, e, o número 2 as mãos francesas (percebe-se que não há rasgos para ligação das duas peças em questão).

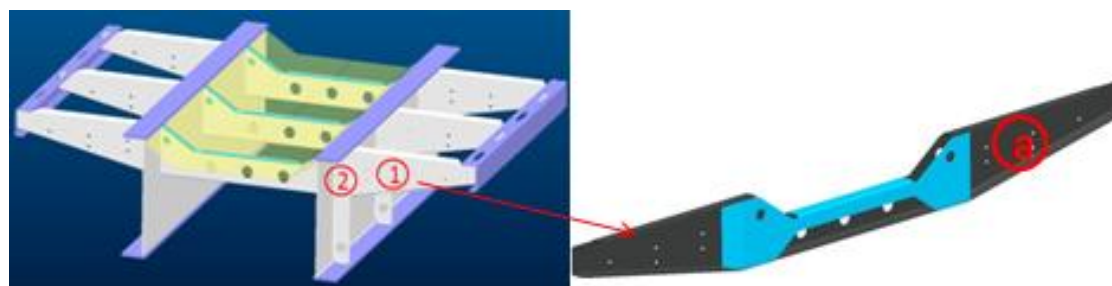
Figura 13 - Modelo Simplificado do conceito atual



Fonte: Autor (2013).

No novo modelo está representado o novo conceito de travessas passantes, que apresentou como principal ganho a eliminação do posicionamento das travessas por trena, pois haverá rasgos para o encaixe e o posicionamento das travessas passantes. Na figura 14, pode-se observar o modelo simplificado deste conceito. O número 1 representa as travessas passantes, e, o número 2 os rasgos na alma para passagem das peças em questão. No detalhe "a" temos o modelo 3D da travessa.

Figura 14 - Modelo Simplificado do novo conceito



Fonte: Autor (2013).

O conceito atual está validado em campo, pois não atinge a meta de 0,7% da receita líquida do seu faturamento, portanto a validação do conceito atual se dará se o mesmo igualar ou diminuir as tensões obtidas no modelo atual.

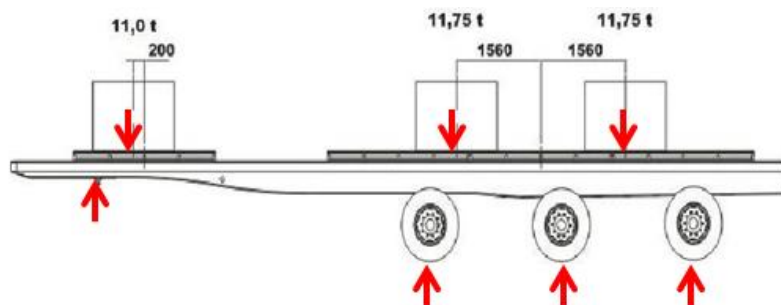
3.2 Carregamentos, análises e cálculos aplicados

Para este trabalho foi levado em consideração um tipo de carregamento, que seria o transporte de três bobinas ao longo do produto, com pesos e espaçamentos conforme figura 15, estão representados também nesta imagem, as reações resultantes no pino rei e suspensão, estes valores não serão comentados neste trabalho, por se tratar de um segredo industrial. Foi escolhido para as análises este carregamento pois sabe-se historicamente, que, representa as piores condições de carga.

Estes modelos com os carregamentos informados foram submetidos a três tipos de ensaios no método de elementos finitos, que foram torção, flexão e aceleração lateral. Os dados que os chassis foram submetidos nessas três grandezas físicas estão citados abaixo:

- **Torção:** O primeiro rodado do implemento terá um deslocamento de ponto a ponto de 87 mm, o segundo 117 mm e o terceiro de 150 mm;
- **Flexão:** O implemento sofrerá uma força gravitacional de 1 g;
- **Aceleração lateral:** O implemento sofrerá uma força gravitacional de 0,3 g.

Figura 15 - Carregamento crítico do produto

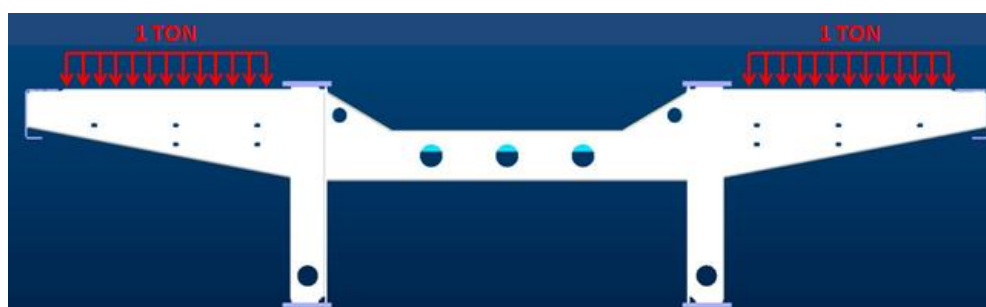


Fonte: Autor (2013).

Além das análises no MEF no modelo completo (figura 16), serão ensaiados modelos simplificados (figura 13 e 14) neste mesmo método, para se obter o comportamento isolado de cada conceito de travessamento. Estes modelos terão um carregamento distribuído de uma tonelada em cada aba de mão francesa, conforme figura 15.

Estes valores de carga foram obtidos a partir de ensaios práticos testados e validados em campo.

Figura 16 - Carregamento dos modelos simplificados e cálculos analíticos



Fonte: Autor (2013).

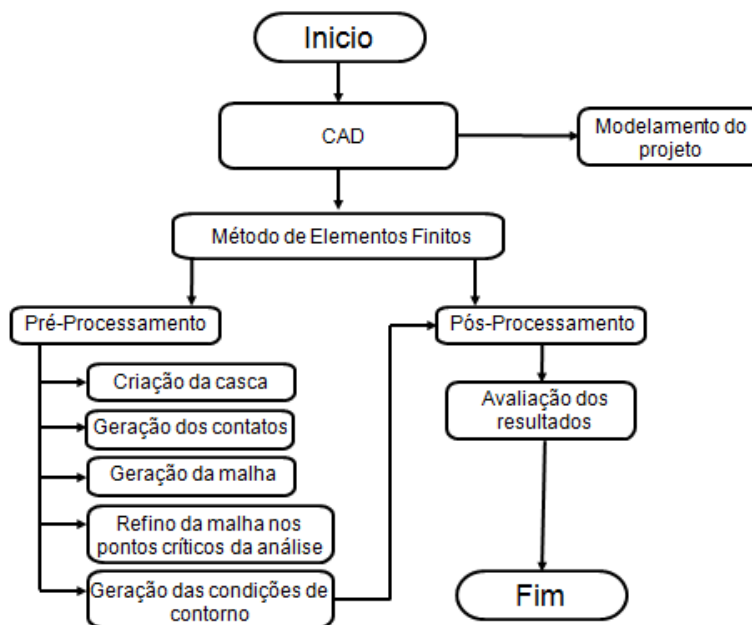
Todos os cálculos e análises realizadas neste trabalho foram feitos de modo estático e obedecendo as normas de carregamento máximo vigentes no Brasil, normas estas encontradas na resolução CONTRAN 293/08.

3.2.1 Aplicação do Método de Elementos finitos.

Foram utilizados dois *softwares* para o desenvolvimento das análises de elementos de finitos neste trabalho. Um deles foi o programa de CAD (*Computer Aided Design*) *ProEngineer*, bem como a sua ferramenta *ProMechanica*, onde foi realizado o modelamento dos chassis de cada um dos conceitos de produto, criação das malhas de cada um deles e análises dos modelos simplificados e o *software* de CAE (*Computer Aided Engineering*) *Abaqus*, onde foram realizados as fases de pré e pós processamento das análises dos modelos completos. Abaixo, na figura 17, pode-se

visualizar um fluxograma das atividades que foram desenvolvidas neste trabalho para a realização dos ensaios no método de elementos finitos.

Figura 17 - Fluxograma de atividades das análises no MEF



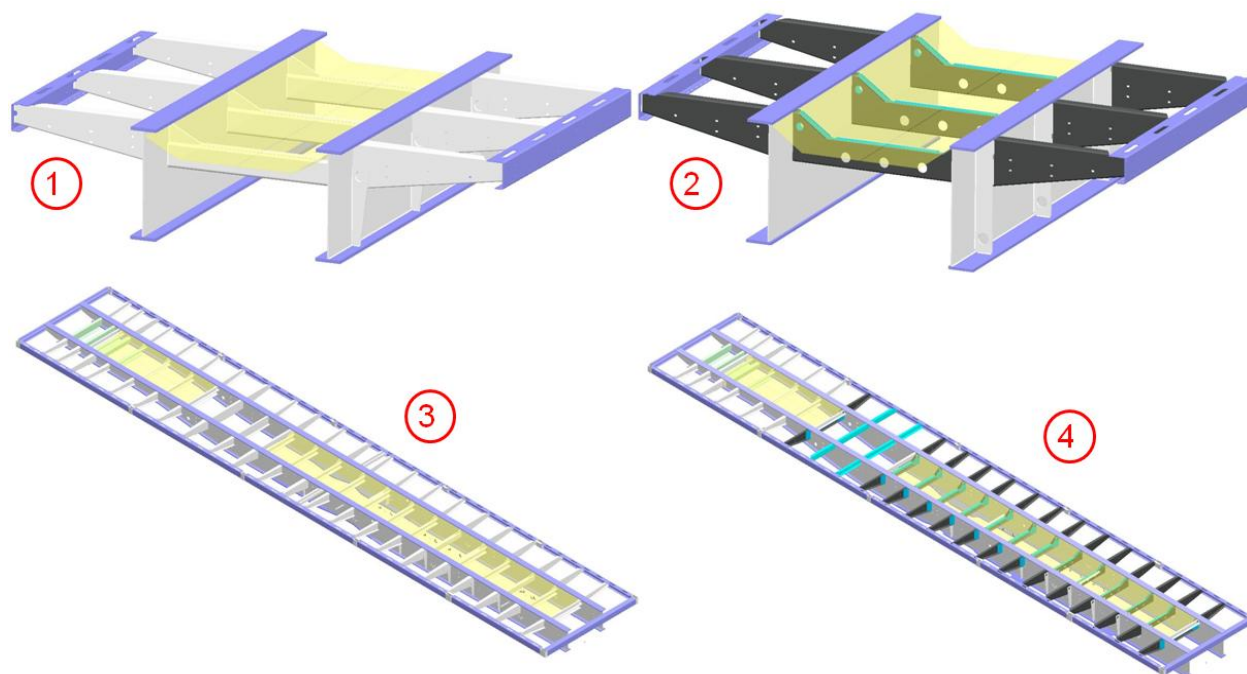
Fonte: Autor (2013).

4 DISCUSSÕES E RESULTADOS

Para que fosse possível realizar as análises no método de elementos finitos dos dois conceitos de chassi e dos modelos simplificados, foi necessário o modelamento 3D destas quatro montagens no *software* de *CAD ProEngineer*. Os modelos virtuais utilizados desconsideraram esforços sofridos por componentes secundários do produto, como por exemplo, acessórios (caixa de ferramentas, caixa de rancho, protetor lateral, entre outros).

Os sistemas de suspensão e pino rei não foram modelados junto às montagens, pois estes componentes já possuem carregamentos e condições de contorno conhecidas, que foram inseridas diretamente a análise numérica. Na figura 18, podemos ver os quatro modelos tridimensionais, sendo que a figura 1 representa o modelo simplificado atual, 2 o modelo simplificado proposto, 3 o modelo completo atual e a 4 o modelo completo proposto.

Figura 18 – Modelos virtuais das análises propostas



Fonte: Autor (2013)

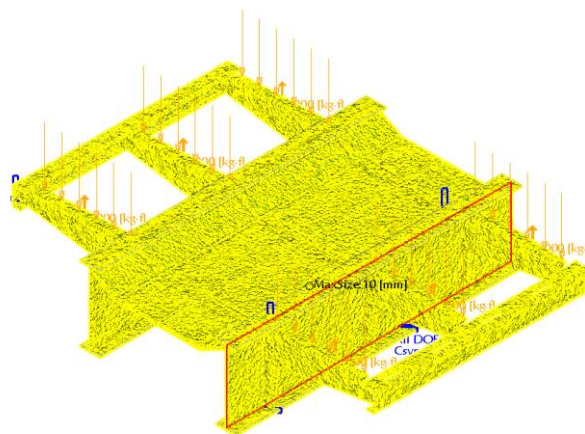
4.1 Geração da malha

As malhas das montagens utilizadas nas análises numéricas, foram geradas a partir do módulo de CAE (*ProMechanica*) do software de CAD *ProEngineer*. O tipo de elemento utilizado para elaboração das mesmas foi o tipo casca por se tratar de montagens com chapas de pouca espessura, o que gera resultados mais precisos se comparando com outros tipos de elementos.

Na realização das malhas, houve um refinamento nas regiões críticas de carregamento, para se obter dados mais precisos nessas regiões. Foram consideradas regiões críticas, a parte de acoplamento da suspensão e pino rei no chassi e a parte de aplicação do carregamento.

Na figura 19, pode-se ver a malha criada para o modelo simplificado atual, neste caso obtemos um número de elementos igual a 169254, onde 114710 são elementos do tipo “quad” e um número de nós igual a 140450.

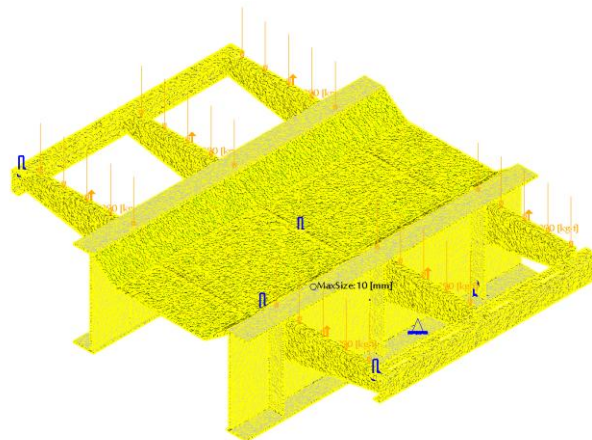
Figura 19 – Malha do modelo atual simplificado



Fonte: Autor (2013)

Na figura 20, observa-se a malha criada para o modelo simplificado proposto, neste caso obtemos um número de elementos igual a 196368, onde 127424 são elementos do tipo “quad” e um número de nós igual a 159193. Esta diferença de elementos de um modelo para o outro se dá, devido à quantidade de peças e solda contidas em cada modelo.

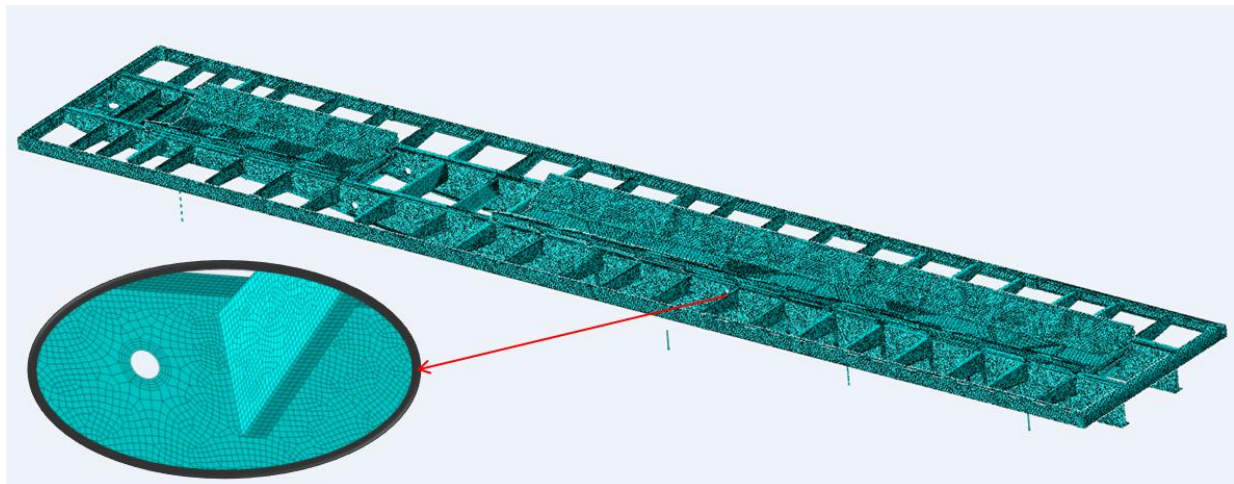
Figura 20 – Malha do modelo proposto simplificado



Fonte: Autor (2013)

Na figura 21, nota-se a malha criada para o modelo completo atual, neste caso obtemos um número de elementos igual a 727338, onde 709233 são elementos do tipo “quad” e um número de nós igual a 733962. Na figura 20 temos um detalhe na malha, para se ter uma melhor visualização da mesma.

Figura 21 – Malha do modelo atual completo

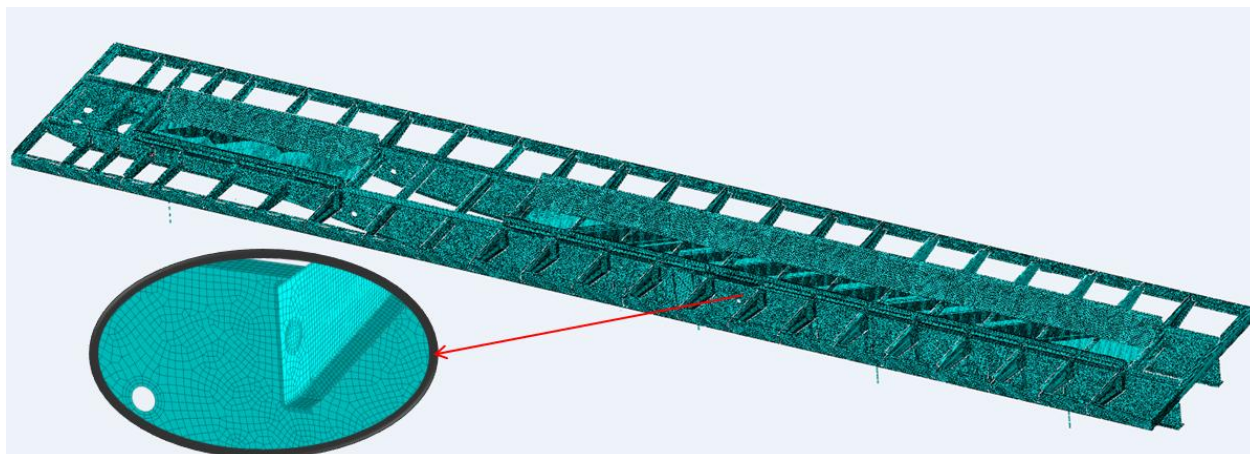


Fonte: Autor (2013)

Na figura 22, vê-se a malha criada para o modelo completo proposto, neste caso obtemos um número de elementos igual a 592744, onde 580818 são elementos

do tipo “quad” e um número de nós igual a 604584. Na figura 21 temos um detalhe na malha, para se ter uma melhor visualização da mesma.

Figura 22 – Malha do modelo proposto completo



Fonte: Autor (2013)

4.2 Carregamentos utilizados

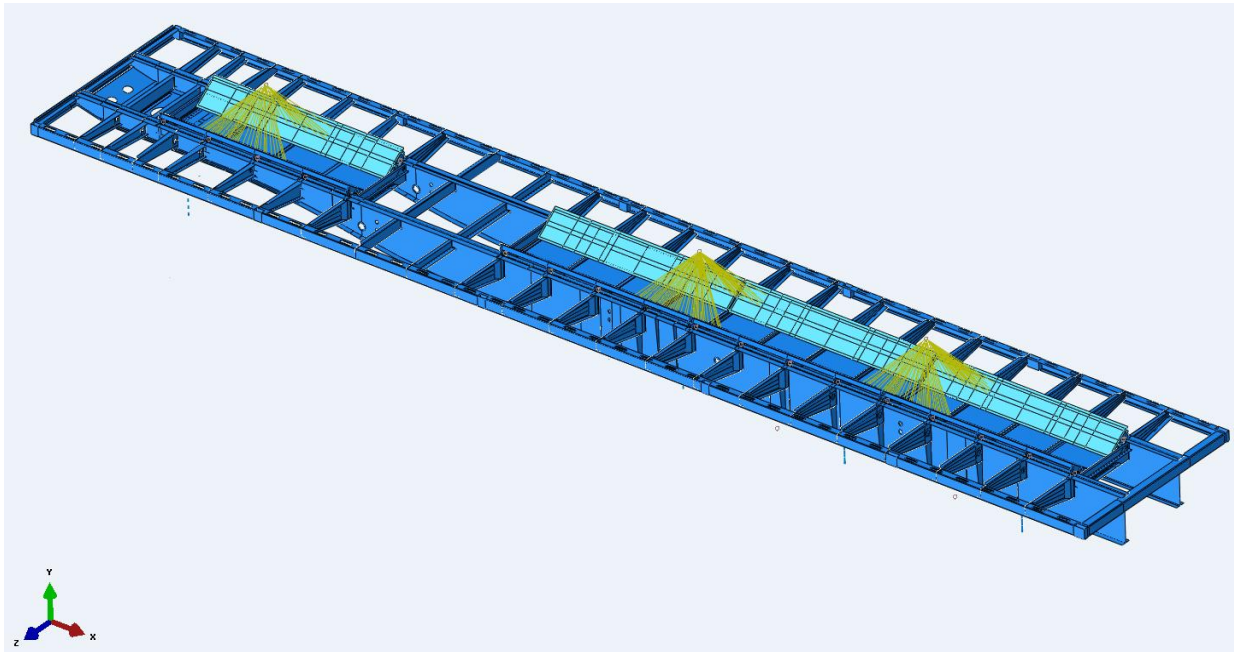
Para simulação dos modelos completos tentou-se simular da melhor maneira possível o apoio das bobinas na região dos berços do produto, com as cargas citadas no capítulo anterior. Assim como citado anteriormente, estes carregamentos foram encontrados a partir de uma situação crítica de trabalho, respeitando a legislação brasileira.

Na figura 23 ilustra-se a representação do peso das bobinas, estando apoiadas nos berços do produto a partir do centro de gravidade das mesmas. As bobinas foram representadas no modelo apenas em contato, não restringindo assim, os seus graus de liberdade em x e y.

Os carregamentos utilizados no modelo atual e, no modelo proposto, são idênticos, portanto não houve necessidade de representar a imagem dos dois produtos.

A massa da bobina é disposta no modelo a partir do seu centro de gravidade, sendo dissipada na área de contato com o berço, como podemos ver na figura 23.

Figura 23 – Simulação dos carregamentos das bobinas nos modelos completos



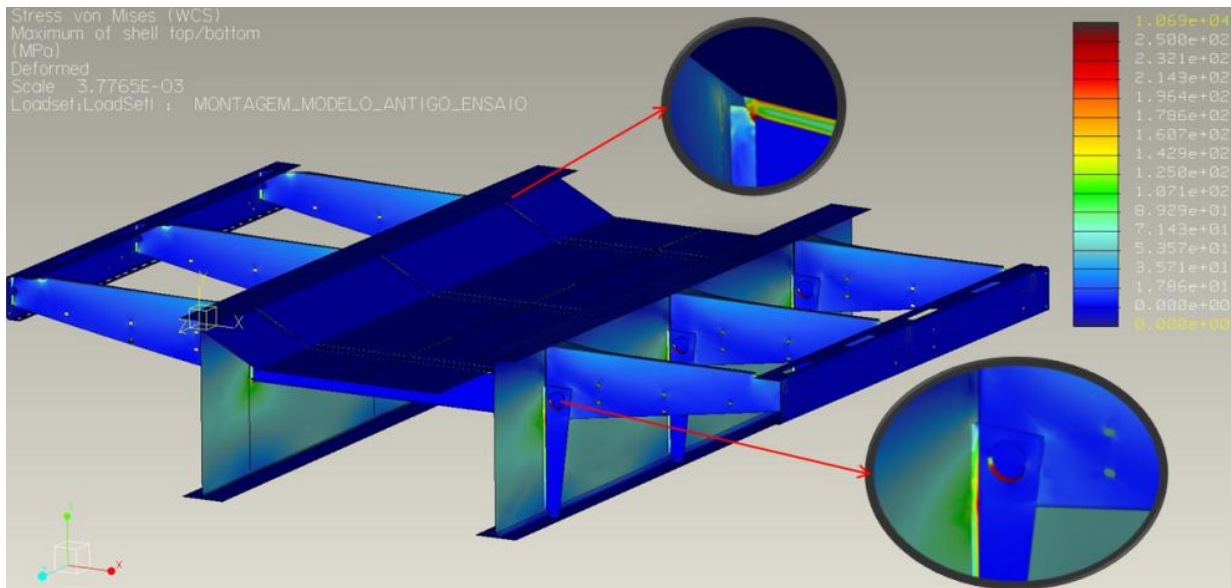
Fonte: Autor (2013)

4.3 Análises nos modelos simplificados

Através de análises realizadas nos modelos simplificados, pode-se notar um melhora considerável na magnitude de tensões encontradas em algumas regiões do modelo proposto para o modelo antigo. Na figura 24, notam-se algumas regiões críticas de tensões (detalhes figura 24), em algumas partes do produto que variam de 200 a 300 MPa, regiões estas que não aparecem no modelo proposto (figura 25).

Para os modelos simplificados, o tipo de contato utilizado na união das peças foi o do tipo “*tie*”. Este contato representa uma união soldada, restringindo todos os graus de liberdade das uniões.

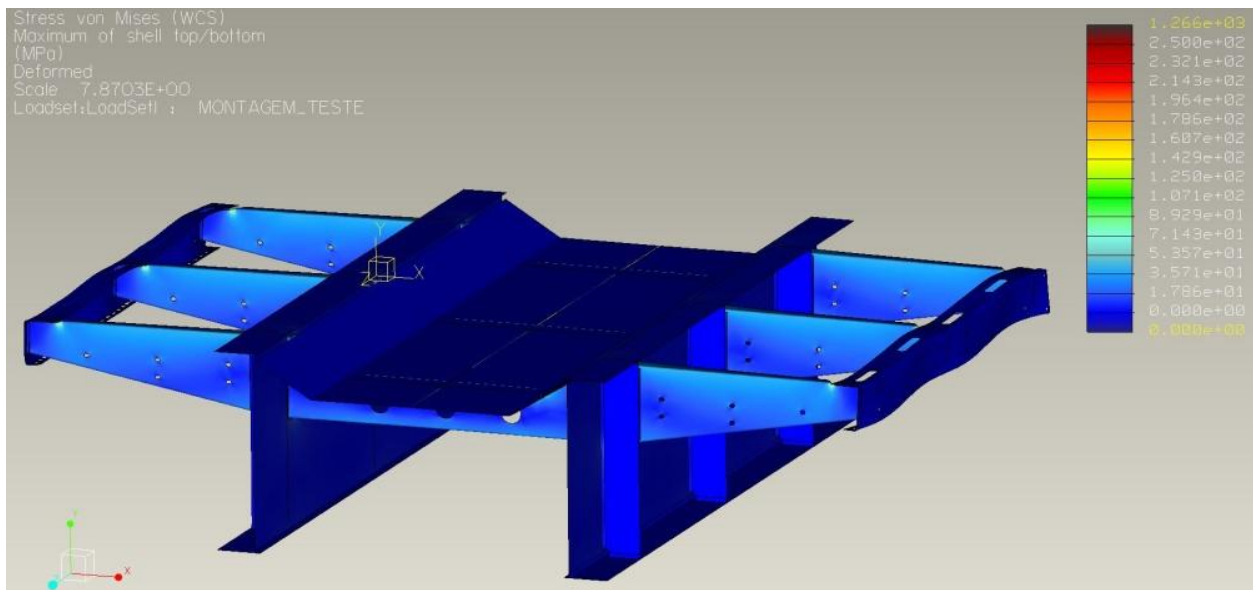
Figura 24 – Análise no modelo atual simplificado



Fonte: Autor (2013)

No modelo proposto (figura 25), nota-se além de picos de tensão menores (Máx: 200 MPa), uma distribuição melhor das forças ao longo do modelo.

Figura 25 – Análise no modelo proposto simplificado



Fonte: Autor (2013)

4.4 Análise nos modelos completos

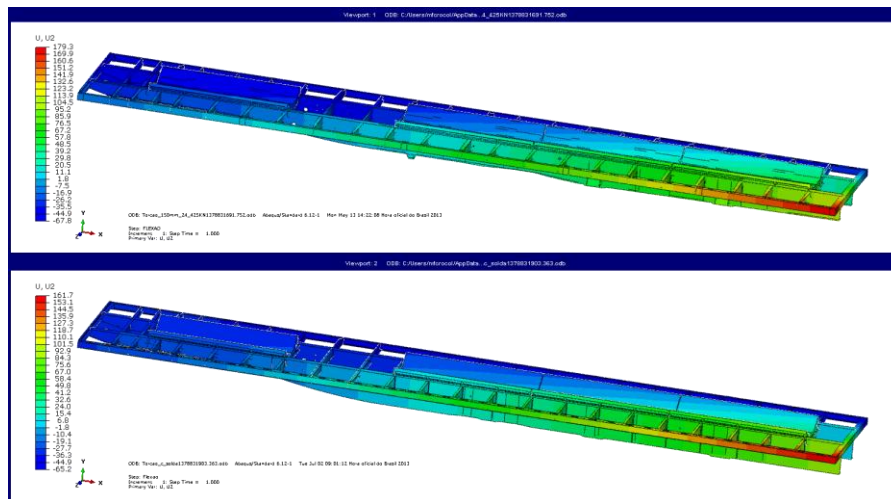
Nas análises de torção, flexão e aceleração lateral dos modelos completos, pode-se notar um leve aumento de rigidez no modelo proposto, com surgimento de regiões de tensão que não apareceram na simulação do modelo antigo, em contrapartida obteve-se um melhor resultado em regiões críticas do produto (suspensão e pino rei). No restante do chassi notou-se um comportamento muito semelhante nos dois modelos.

Para os modelos completos, o tipo de contato utilizado na união das peças, também foi o do tipo “*tie*”. Este contato representa uma união soldada, restringindo todos os graus de liberdade das uniões.

4.4.1 Análise de torção

Submetendo os dois modelos à torção, conforme condições especificadas no capítulo anterior pode-se notar um leve aumento de rigidez no modelo proposto. Pois, como pode-se notar pela figura 26, obteve-se um deslocamento inferior neste chassi (161,7 mm contra 179,3 mm do modelo atual). Isso se dá, devido ao aumento da largura e quantidade de travessas inseridas no produto proposto. Os valores de deslocamento foram encontrados na componente y da força.

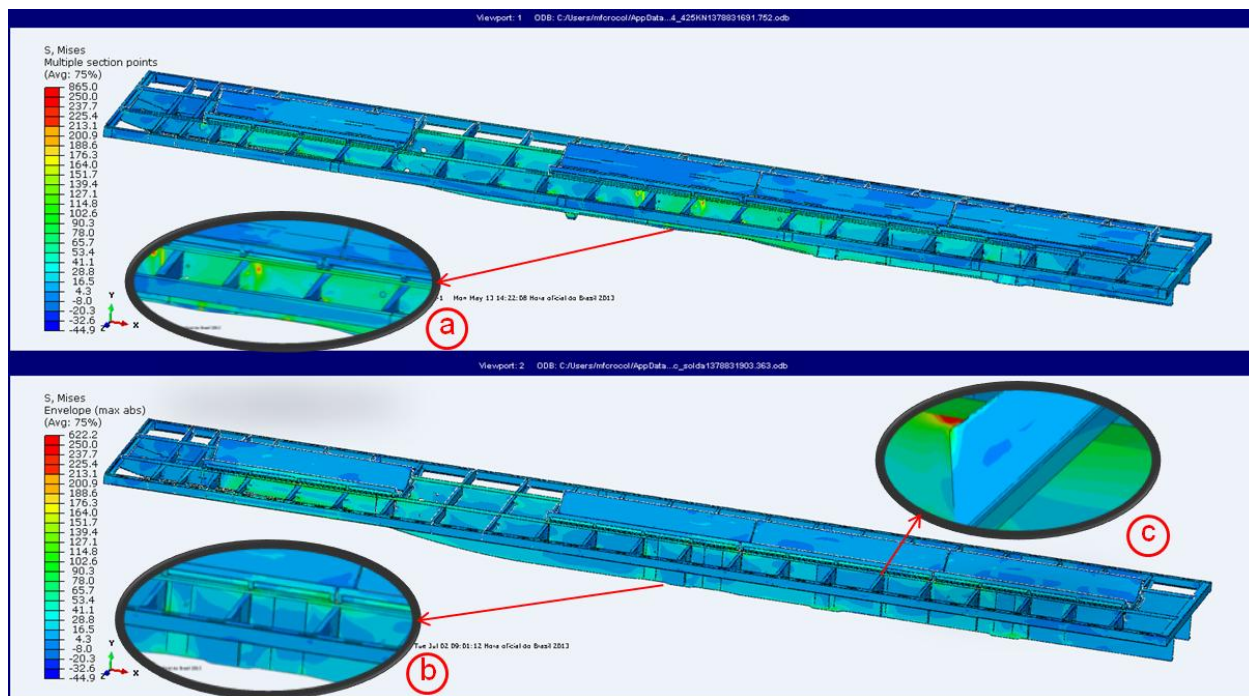
Figura 26 – Deslocamento devido à torção nos modelos completos



Fonte: Autor (2013)

Na análise de tensões, pode-se notar pela figura 27 uma melhora nos resultados do modelo proposto nas regiões de acoplamento da suspensão e pino rei (detalhe a e b, figura 27), porém surgiram tensões elevadas (aproximadamente 180 MPa) na parte superior das travessas passantes do novo modelo (detalha c, figura 27).

Figura 27 – Tensões Von Mises devido à torção nos modelos completos



Fonte: Autor (2013)

A análise mostrou que as tensões encontradas no chassi proposto não excedem o limite de escoamento do material e a magnitude das mesmas, ficaram inferiores as encontradas no chassi atual, dando um resultado mais satisfatório para o produto proposto frente ao atual em torção.

Na tabela 2, encontram-se os valores de reações verticais encontrados em cada região de contato do produto, aplicando as condições de contorno citadas nos capítulos anteriores para torção. Estes valores são importantes para saber se as condições de contorno aplicadas, não excedem as permitidas por lei.

Tabela 2 – Reações verticais encontradas para torção

Local	Lado	Reação Vertical - ton	Reação Vertical - ton
Acoplamento	Esquerdo	5,64	12,46
	Direito	6,82	
1º Eixo	Esquerdo	4,69	9,10
	Direito	4,41	
2º Eixo	Esquerdo	4,53	8,82
	Direito	4,29	
3º Eixo	Esquerdo	4,75	8,82
	Direito	4,07	

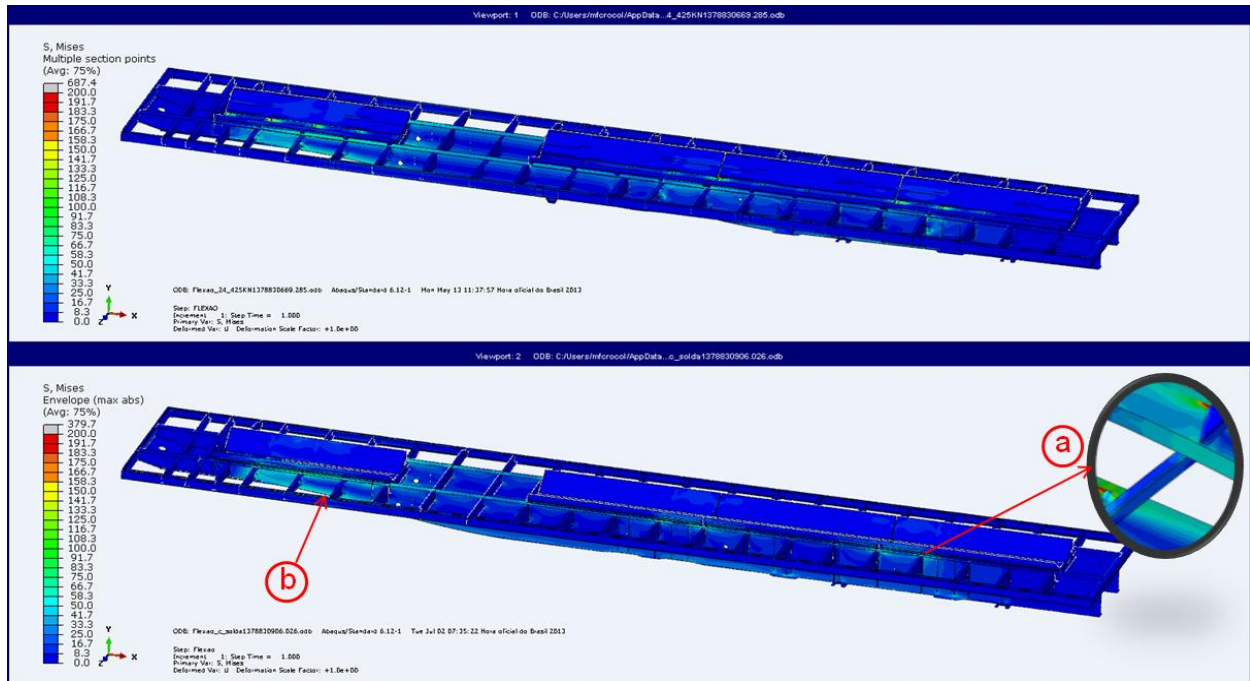
Fonte: Autor (2013)

4.4.2 Análise de flexão

Submetendo os dois chassis à flexão aplicando uma força gravitacional de 1 g, pode-se notar um comportamento muito semelhante da dissipação das cargas ao longo dos produtos (figura 28), porém, no modelo proposto apareceram novamente às tensões críticas (aproximadamente 200 MPa) na parte superior da travessa passante (detalhe a, figura 28).

Outro ponto crítico de tensão encontrado nos dois modelos, foram as tensões da cinta inferior na região do pescoço (detalhe b, figura 28), mesmo sendo tensões baixas (aproximadamente 60 MPa) se comparado com as tensões encontradas em outros ponto, deve-se levar em consideração em ensaios práticos posteriores, pois se trata de uma região estruturalmente crítica do produto, porém não barra a validação do novo conceito, pois não excede o limite de escoamento do material (250 MPa), e nem fica acima do modelo atual.

Figura 28 - Tensões Von Mises devido à flexão nos modelos completos



Fonte: Autor (2013)

Na tabela 3, encontram-se os valores de reações verticais encontrados em cada região de contato do produto, aplicando as condições de contorno citadas nos capítulos anteriores para flexão.

Tabela 3 – Reações verticais encontradas para flexão

Local	Lado	Reação Vertical - ton	Reação Vertical - ton
Acoplamento	Esquerdo	6,23	12,46
	Direito	6,23	
1º Eixo	Esquerdo	4,56	9,10
	Direito	4,54	
2º Eixo	Esquerdo	4,41	8,82
	Direito	4,42	
3º Eixo	Esquerdo	4,41	8,82
	Direito	4,41	

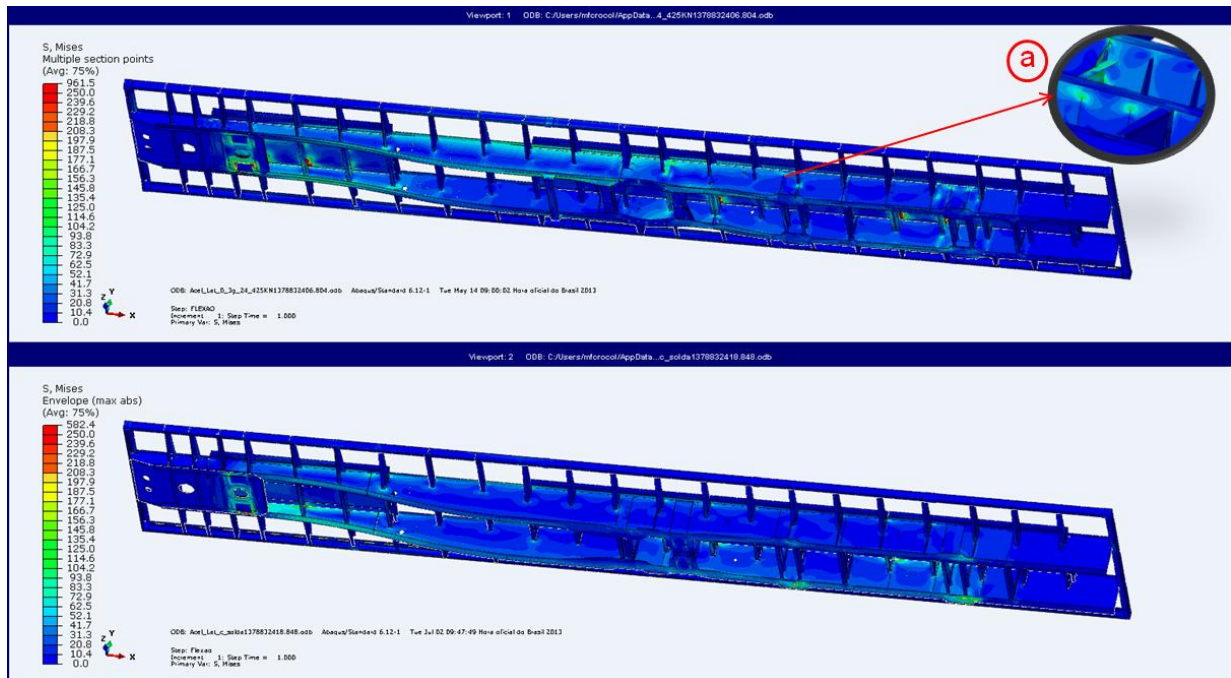
Fonte: Autor (2013)

4.4.3 Análise de aceleração lateral

Para esta condição foi aplicado para ambos os modelos uma força gravitacional de 0,3 g, este valor é aplicado por se tratar de um coeficiente máximo antes do tombamento de um conjunto cavalo trator + implemento rodoviário, submetendo assim o produto a uma condição extrema.

Os valores de tensão encontrados para essa grandeza são muito semelhantes para ambos os modelos (figura 29), exceto na região da suspensão (detalhe a, figura 29), onde foram encontrados picos elevados de tensão (aproximadamente 180 MPa), portanto pode-se considerar que o modelo proposto está mais satisfatório que o modelo atual para essa ordem de grandeza e condições de carregamento e contorno.

Figura 29 - Tensões Von Mises devido à aceleração lateral nos modelos completos



Fonte: Autor (2013)

Na tabela 4, encontram-se os valores de reações verticais encontrados em cada região de contato do produto, aplicando as condições de contorno citadas nos capítulos anteriores para aceleração lateral.

Tabela 4 – Reações verticais encontradas para aceleração lateral

Local	Lado	Reação Vertical - ton	Reação Vertical - ton
Acoplamento	Esquerdo	4,51	12,46
	Direito	7,95	
1º Eixo	Esquerdo	2,57	9,10
	Direito	6,52	
2º Eixo	Esquerdo	1,45	8,82
	Direito	7,37	
3º Eixo	Esquerdo	1,14	8,82
	Direito	7,68	

Fonte: Autor (2013)

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

5.1 Conclusão

Foram realizadas análises no método de elementos finitos para simular duas condições diferentes de composições de chassis para um semirreboque bobineiro. Nos modelos simplificados foram simulados carregamentos críticos para as travessas do chassi. Já nos chassis completos, os modelos numéricos foram submetidos a três condições de contorno (torção, flexão e aceleração lateral).

Para as condições de contorno e carregamentos avaliados, o novo conceito mostrou ter um comportamento satisfatório no estado tensional e foi considerado aprovado para fabricação do protótipo, porém alguns pontos críticos de carga apresentaram tensões que podem originar falhas.

O método de elementos finitos mostrou que há necessidade do novo produto ser instrumentado e passar por teste em campo, para analisar os pontos críticos de tensão. Cabe ressaltar que os valores encontrados neste trabalho são aproximados, pois há condições de contorno e carregamentos que não são completamente conhecidos.

Ainda existem outros fatores que podem interferir na integridade estrutural do produto, entre eles estão os problemas de fabricação. Como este produto é em sua maior parte soldado, podem surgir fatores concentradores de tensão que aumentarão os valores teóricos implementados neste trabalho. Por este motivo é reforçada a teoria da necessidade de instrumentação do produto para ensaios mais refinados.

5.2 Sugestões para trabalhos futuros

O estudo realizado neste trabalho foi uma etapa inicial para entender o comportamento do estado tensional neste tipo de semirreboque e para dar uma validação prévia para fabricação deste novo conceito de produto. Para trabalhos futuros o assunto em questão, pode ser aprofundado da seguinte forma:

- analisar as estruturas usadas neste trabalho com foco nas teorias de fadiga;
- realizar análise experimental para medir os pontos críticos de carregamentos encontrados neste trabalho;
- efetuar análise dinâmica veicular multicorpos para definir as reações e estado tensional do produto dinamicamente;
- definir o perfil de pista onde este tipo de produto trafega para se ter um melhor detalhamento das condições de contorno;
- obter os mesmos ensaios feitos neste trabalho, simulando outros tipos de carregamento (paletes, sacarias, tubos siderúrgicos, etc).

REFERÊNCIAS

ALBUQUERQUE, L. B. **Categorização de Tensões em Modelos de Elementos Finitos de Conexões Boca-Vaso de Pressão** - Dissertação de Mestrado - Universidade de São Paulo, 1999.

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

ANDRADE, E. J. S. **Modelação de análise estática e dinâmica em componentes estruturais de um automóvel de competição** - Dissertação de Mestrado - Universidade do Minho, 2011.

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

BRANCO, Carlos A. G. Moura. **Mecânica dos materiais**. Lisboa: Fundação Calouste Gulbenkian, 1985.

CHRISTOFORO, A. L.; MONTEIRO, A. B.; PANZERO, T. H.; NACIF, G. C. L. **Determinação dos deslocamentos em Vigas Segundo o Método dos Elementos Finitos**. Nono Simpósio de Mecânica Computacional, 26 a 28 maio. 2010. Disponível em <<http://www.ufsj.edu.br/simmec2010/pagina/metelemfin/MEF-02.pdf>>. Acesso em: 4 maio de 2013.

DAMIAN, R. C. **Diagrama de força cortante e momentos fletor**. 2000. Disponível em <<http://www.cesec.ufpr.br/etools/firstapplets/montanha/java/tarefas/tarefa4/resistencia/resistencia.html>>. Acesso em: 23 junho de 2013.

FAGAN, M. J. **Finite Element Analysis – Theory and Practice**. USA, 1992.

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

MARQUES, L.; SILVA, L. S.; REBELO, C. **Métodos Avançados de Análise por Elementos Finitos para Verificação da Estabilidade de Estruturas Metálicas**. VII Congresso de Construção Metálica e Mista de Coimbra, 19 e 20 nov. 2009. Disponível

em <http://www.cmm.pt/gcom/publicacoes/conf_nac/cn_190.pdf>. Acesso em: 5 maio de 2013.

MELO, R. P. **Estabilidade Lateral de Conjuntos de Veículos de Carga**. 2005. Disponível em <<http://www.guiadotrc.com.br/LandAir/Amplificacao%20traseira%20em%20Bitrens%20e%20Rodotrens.pdf>>. Acesso em: 5 maio de 2013.

NETO, G. C. S.; LOPES, R. C.; LOPES, A. P. **O Método dos Elementos Finitos em Treliças Planas na Disciplina de Mecânica Computacional**. XXXV Congresso Brasileiro de Educação em Engenharia, 10 a 13 set. 2007. Disponível em <<http://www.abenge.org.br/CobengeAnteriores/2007/artigos/434Gustavo%20Cunha.pdf>>. Acesso em: 5 maio de 2013.

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

OLIVEIRA, G. C. F. **Contribuição ao desenvolvimento de uma estrutura veicular tipo Spaceframe usando o método dos elementos finitos e método dos elementos finitos Heurísticos de otimização numérica** - Dissertação de Mestrado - Universidade federal de Uberlândia, 2007.

POPOV, Egor P. **Introdução à mecânica dos sólidos**. São Paulo: Edgard Blücher, 1978.

REMALA, S.N. R. **NONLINEAR TRANSIENT FINITE ELEMENT SIMULATIONS OF BEAM PARAMETRIC RESPONSE INCLUDING QUADRATIC DAMPING** - Trabalho de Conclusão de Curso - University of Kentucky, 2005.

SHIGLEY, Joseph E.; Mischke, Charles R.; Budynas, Richard G. **Projeto de engenharia mecânica**. 7. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005.

SORIANO, H. L. **Método de Elementos Finitos em Análise de Estruturas**. São Paulo: Editara da Universidade de São Paulo, 2003.

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

WINKLER, C. **Rollover of Heavy Commercial Vehicles**. University of Michigan – UMTRI, 2000. Vol. 31, No.4.