



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
“JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
CAMPUS DE GUARATINGUETÁ

LEONARDO ZANETTI DE LIMA

**OTIMIZAÇÃO DO BRAÇO INFERIOR DA SUSPENSÃO DIANTEIRA DO
VEICULO BAJA UTILIZANDO O MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS**

Guaratinguetá
2011

LEONARDO ZANETTI DE LIMA

OTIMIZAÇÃO DO BRAÇO INFERIOR DA SUSPENSÃO DIANTEIRA DO VEICULO
BAJA UTILIZANDO O MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. José Elias Tomazini

Guaratinguetá
2011

L732o

Lima, Leonardo Zanetti de

Otimização do braço inferior da suspensão dianteira do veículo Baja utilizando o método dos elementos finitos / Leonardo Zanetti de Lima – Guaratinguetá : [s.n], 2011.

42 f : il.

Bibliografia: f. 38

Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2011.

Orientador: Prof. Dr. José Elias Tomazini

1. Veículos 2. Método dos elementos finitos I. Título

CDU 629.113



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
"JÚLIO DE MESQUITA FILHO"
CAMPUS DE GUARATINGUETÁ

OTIMIZAÇÃO DO BRAÇO INFERIOR DA SUSPENSÃO DIANTEIRA
DO VEICULO BAJA UTILIZANDO O MÉTODO DOS ELEMENTOS
FINITOS


LEONARDO ZANETTI DE LIMA

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO
PARTE DO REQUISITO PARA OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
"GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA"

APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. MAURO HUGO MATHIAS
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. JOSÉ ELIAS TOMAZINI
Orientador/UNESP-FEG


Prof. Dr. JOSÉ GERALDO TRANI BRANDÃO
UNESP-FEG


Eng. Ma. THATIANE BROCKS
Membro Externo

Dezembro de 2011

DADOS CURRICULARES
LEONARDO ZANETTI DE LIMA

NASCIMENTO	23.03.1987 – AMERICANA / SP
FILIAÇÃO	Luis António Bueno de Lima Mara Sílvia Zanetti
2003/2004	Curso Técnico em Eletroeletrônica, no SENAI de Americana.
2006/2011	Curso de Graduação em Engenharia Mecânica, na Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá da Universidade Estadual Paulista.

...aos meus pais Luis e Mara, pelo grande incentivo, e a minha namorada Thatiane, pelo carinho e por estar sempre ao meu lado.

LIMA, L. Z. **Otimização do braço inferior da suspensão dianteira do veículo BAJA utilizando o método dos elementos finitos**. 2011. 41f. Trabalho de Graduação (Bacharel em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2011.

RESUMO

Redução de massa aliada ao desempenho mecânico em serviço tem sido o objetivo de muitos projetos ligados a área de transporte, visto às inúmeras vantagens que a redução de massa traz. No entanto, a simples substituição do material, sem a elaboração de uma nova geometria que corrobore para o melhor desempenho do componente, muitas vezes torna a substituição inviável. Neste trabalho, foi investigada a vantagem da substituição do braço inferior da suspensão dianteira do protótipo BAJA SAE da Equipe Piratas do Vale de BAJA SAE da Universidade Paulista, Campus Guaratinguetá, atualmente produzida em aço, por um novo componente feito em compósito de fibras de carbono. A nova geometria foi desenvolvida visando atingir o melhor desempenho possível para o componente, além da facilidade de manufatura. O estudo foi feito utilizando as ferramentas de modelagem 3D e simulações computacionais via método dos elementos finitos. A primeira etapa deste trabalho consistiu na realização dos cálculos estimativos da força máxima de contato pneu/solo considerando a aterrissagem do protótipo após o salto de um metro de altura, ensaio de *drop test* em laboratório com o veículo atual, modelagem 3D do braço inferior de suspensão dianteira atual, simulação em elementos finitos do modelo e análise das regiões críticas. Após todas as análises do componente atual, uma nova geometria para a peça em estudo foi projetada e simulada visando à redução em massa do mesmo aliado a inovação tecnológica na utilização de materiais compósitos. Com a realização deste trabalho foi possível obter uma redução de massa do componente em **25,15%**, mantendo a resistência mecânica necessária para o bom desempenho do componente quando solicitado.

PALAVRAS-CHAVE: Suspensão double wishbone. Elementos finitos. Drop test.

LIMA, L. Z. **Lower arm of front BAJA suspension improvement using the finite element method**. 2011. 41f. Term paper (Graduate in Mechanical Engineering) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2011.

ABSTRACT

Mass reduction coupled with the mechanical performance in service has been the goal of many projects related to the transport area, considering the advantages that mass reduction can bring. However, make a simple material substitution without design a new geometry to corroborate for the best component performance, often makes the replacement unviable. In this study, it was investigated the advantages of replacing the prototype BAJA SAE front suspension lower arm of Equipe Piratas do Vale de BAJA SAE - Universidade Paulista, Campus Guaratinguetá, actually produced with steel, for a new component made of carbon fiber composite. The new geometry has been developed to provide the best possible performance for this component and your easy manufacturing. The study was done using the 3D modeling tools and computer simulations via finite element method. The first stage of this work consisted on calculation of the estimated maximum contact force tire / soil in a prototype landing after jump at one meter high, drop test in the laboratory with the current vehicle, current front suspension lower arm 3D modeling, finite element simulation and analysis of critical regions. After all current component analysis, a new geometry for the part in study was designed and simulated in order to reduce the component mass and provide a technological innovation using composite materials. With this work it was possible to obtain a theoretical component mass reduction of **25,15%** maintaining the mechanical strength necessary for the appropriated component performance when incited.

KEYWORDS: Double wishbone suspension. Finite element. Drop test.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Suspensão eixo rígido (FREITAS, 2005)	12
Figura 2 - Suspensão dianteira <i>Mac Pherson</i> (FREITAS, 2005)	13
Figura 3 - Suspensão Double Wishbone	14
Figura 4 - (a) Solido estrudado (b) Superfície complexa.....	16
Figura 5 - Pontos e linhas de referência no ambiente 3D	17
Figura 6 - Dimensões do perfil do tubo	18
Figura 7 - Aplicando ferramenta <i>Rib</i>	18
Figura 8 - Aplicando a ferramenta <i>Union Trim</i>	19
Figura 9 - (a) Dimensões e (b) posicionamento do braço de suspensão.....	19
Figura 10 - Salto durante competição Regional de BAJA SAE 2009	21
Figura 11 - Estrutura para ensaio <i>drop test</i>	21
Figura 12 - Célula de Carga.....	22
Figura 13 - Equipamentos para calibração da célula de carga	23
Figura 14 - Calibração - Gráfico de Carga vs Tensão	24
Figura 15 - Pontos de fixação e eixos de rotação	25
Figura 16 - Aplicação das cargas - (a) Vista lateral (b) Vista frontal.....	26
Figura 17 - Componente com malha aplicada	27
Figura 18 - Modelo de resultado de simulação	28
Figura 19 - Fluxograma de projeto	28
Figura 20 - <i>Drop Test</i> - Gráfico Carga vs Tempo	29
Figura 21 - Condições de contorno do componente atual	30
Figura 22 - (a) Tensão de Von Mises (b) região de maior concentração	31
Figura 23 - Deformação durante carregamento	32
Figura 24 - (a) Geometria proposta (b) Condições de contorno.....	32
Figura 25 - Proposta - Tensão de Von Mises	34
Figura 26 - Deformação durante carregamento.....	34
Figura 27 - (a) Proposta final (b) Tensão de Von Mises	35
Tabela 1 - Comparação mássica entre os modelos	35

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	9
1.1 Objetivo	9
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	10
2.1 Projeto BAJA SAE	10
2.2 Modelos de suspensão.....	11
2.2.1 Eixo rígido	11
2.2.2 Mac Pherson	12
2.2.3 Double Wishbone	13
2.3 Modelagem e simulação utilizando CATIA V5	15
3 METODOLOGIA.....	17
3.1 Modelagem do braço de suspensão utilizando CATIA V5	17
3.2 Dimensões do modelo de braço de suspensão atual.....	19
3.3 Ensaio de impacto do protótipo real	20
3.3.1 Dimensionamento da célula de carga.....	22
3.3.2 Calibração da célula de carga.....	23
3.4 Simulação do modelo 3D.....	24
3.4.1 Pontos de fixação	24
3.4.2 Aplicação das Cargas	25
3.4.3 Definição do material	26
3.4.4 Definição da malha	26
3.4.5 Solução.....	27
3.5 Proposta de nova geometria.....	28
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES	29
4.1 Ensaio de impacto (<i>Drop Test</i>)	29
4.2 Simulação do braço de suspensão atual.....	30
4.3 Simulação do braço de suspensão proposto	32
4.4 Vantagens e considerações importantes	35
5 CONCLUSÃO.....	37
6 REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA	38
ANEXO A.....	39
ANEXO B.....	41

1 INTRODUÇÃO

Este trabalho é voltado para a otimização do projeto BAJA SAE, destinado aos alunos de engenharia, no qual os participantes possuem a responsabilidade de projetar, construir e testar um veículo *Off Road* capaz de superar grandes obstáculos em condições adversas de terreno e clima. O desafio é estudar e implementar diferentes conceitos e novos materiais de engenharia.

Atualmente o modelo de suspensão dianteira do Protótipo BAJA SAE, segue o conceito *Double Wishbone*, popularmente conhecido como "Duplo A", construído a partir de perfis tubulares e chapas de aço SAE 1020.

Com a contínua busca por melhora de desempenho, uma das principais vertentes de estudo é a redução de massa do protótipo. Surge então a idéia do estudo e proposta de uma nova geometria e material para o braço inferior da suspensão dianteira do protótipo.

Com esse trabalho espera-se obter uma redução significativa de massa do subsistema de suspensão, aliado ao estudo das cargas mecânicas impostas durante as provas de avaliação do protótipo.

Para esse estudo foram feitos ensaios em laboratório para estimar as cargas de impacto, seguido pela modelagem 3D do componente e simulação computacional através do método dos elementos finitos.

1.1 Objetivo

Propor nova geometria para o braço inferior da suspensão dianteira do protótipo BAJA SAE via simulação computacional por elementos finitos.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 Projeto BAJA SAE

O Projeto BAJA SAE, visa à aplicação prática dos conhecimentos adquiridos em sala de aula e culmina em uma competição entre Instituições de Ensino Superior de todo o país. Este desafia estudantes de engenharia na simulação de um caso real de desenvolvimento de projeto, com todas as atividades que envolvem o mesmo: projeto, construção e testes.

Alunos de qualquer curso de engenharia relacionada podem integrar as equipes que participam do projeto, promovendo interação entre cursos e principalmente a troca de conhecimentos específicos de cada área. Cada faculdade pode formar mais de uma equipe para a competição.

O objetivo de cada equipe é projetar e construir um protótipo recreativo, *off road*, monoposto e robusto, que pode ser usado para competir em apenas duas edições do evento. O projeto é desenvolvido de maneira a simular sua comercialização ao público entusiasta e não profissional, para isso o veículo construído deve ser seguro, de fácil transporte, simples manutenção e operação, sendo capaz de vencer terrenos acidentados em qualquer condição climática sem apresentar danos, (SAE, 2011).

A avaliação das equipes é feita por engenheiros de grandes empresas de mobilidade, sendo Embraer e a Fiat as principais. Essa etapa consiste na avaliação do desempenho do carro durante o enduro e também da apresentação do projeto do veículo, na qual cada subsistema (freios, direção, transmissão, suspensão e sistema elétrico) deve ser exposto, com destaque para as inovações. Com isso os alunos expõem todo o conhecimento adquirido durante o desenvolvimento.

A equipe vencedora ganha o direito de representar o Brasil na competição mundial que acontece anualmente na Carolina do Norte nos Estados Unidos.

A estrutura da equipe segue o modelo das empresas de desenvolvimento, sendo dividida em diretorias de projetos, processos, compras, novos materiais e marketing.

Participar deste projeto tem sido de grande valia na formação de profissionais de engenharia com iniciativa própria, bem preparados e com conhecimento prático. Neste projeto o graduando tem a possibilidade de acompanhar e realizar todas as etapas de um projeto completo (pré-projeto, desenvolvimento, implementação e validação), visto que todos os componentes do carro devem ser planejados e podem ser confeccionados pelos alunos.

Existe não só a oportunidade de aplicar os conhecimentos técnicos adquiridos ao

longo da graduação como também a necessidade de buscar informações específicas não abordadas no curso de engenharia, ampliando o conhecimento daqueles que se envolvem nesse projeto.

Outro ponto a ser destacado é o amadurecimento que os alunos apresentam ao participarem do projeto BAJA SAE devido às atividades administrativas como: recursos humanos, controle financeiro, cronograma de atividades, marketing e a busca por patrocinadores. Todas as atividades promovem a aproximação do aluno com empresas do setor criando vínculos que facilitam o ingresso do recém formado no mercado de trabalho. Além disso, as grandes empresas consideram as equipes “bajeiras” como berço de novos talentos da automobilística.

2.2 Modelos de suspensão

Atualmente existem diversos modelos de sistemas de suspensão, por exemplo:

- Eixo Rígido
- Mac Pherson*
- Double Wishbone* (Duplo A)
- Semi Trailing*
- Trailing Arm*

Dentre eles os que possuem maior destaque em aplicação são os três primeiros, detalhados abaixo.

2.2.1 Eixo rígido

Segundo GILLESPIE (1992) o modelo de suspensão por eixo rígido foi amplamente aplicado no início do desenvolvimento dos equipamentos de transportes como charretes e carroças devido a sua simples configuração, reduzido número de elementos e simplicidade dos mesmos. Na Figura 1 pode-se observar a simplicidade do modelo e algumas características dos componentes como formatos e dimensões.

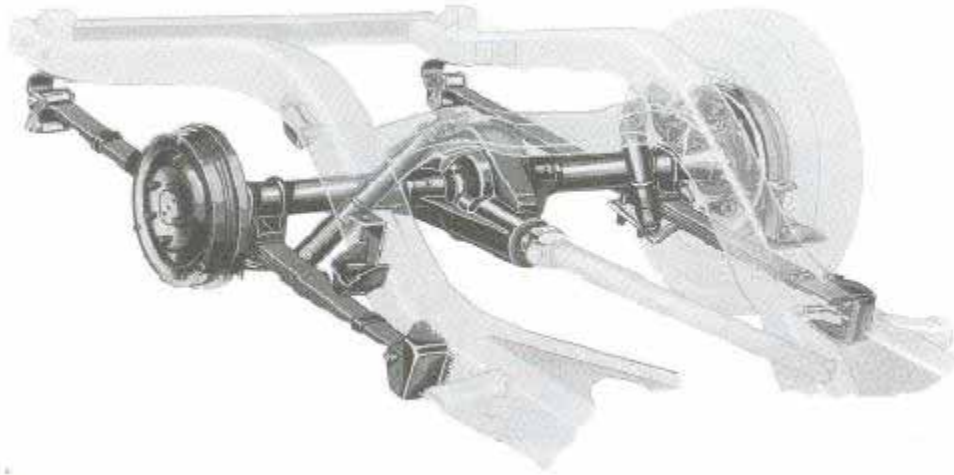


Figura 1 - Suspensão eixo rígido (FREITAS, 2005)

Este conceito de suspensão foi amplamente utilizado até meados da década de 90, porém possui algumas limitações como induzir a forte tendência de rolagem da carroçaria do veículo durante as frenagens e acelerações e, a grande variação de cambagem das rodas durante as curvas e funcionamento da suspensão.

Atualmente este modelo de suspensão é utilizado apenas em casos específicos como, por exemplo, eixos traseiros em pick ups e em alguns veículos *Off Road* como é o caso dos Trollers.

2.2.2 Mac Pherson

Segundo Mendes (1999) o modelo de suspensão *Mac Pherson* é um dos modelos mais utilizados atualmente nos automóveis de passeio, este modelo consiste em dois links entre a manga de roda e a estrutura do veículo, um por meio de um braço oscilante e outro por meio de um amortecedor em formato de torre, equipado com a mola helicoidal da suspensão. A Figura 2 ilustra os componentes e suas disposições no veículo.

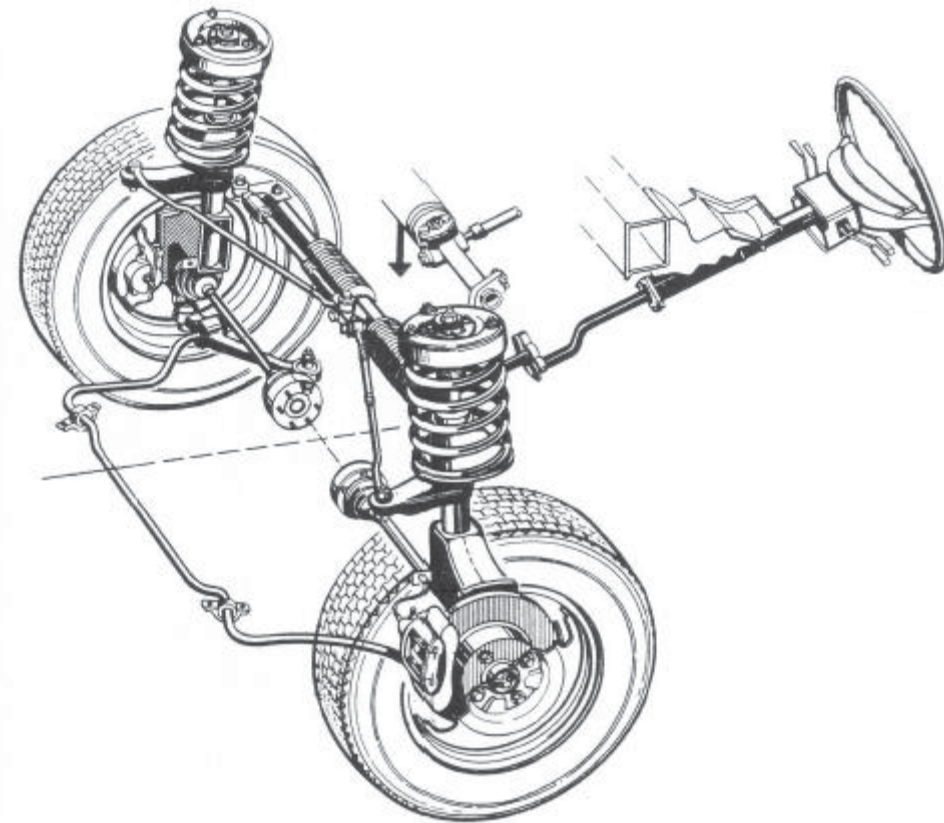


Figura 2 - Suspensão dianteira *Mac Pherson* (FREITAS, 2005)

Este modelo de suspensão possui a grande vantagem de: controlar e evitar a variação de cambagem durante o funcionamento da suspensão, permitir ação independente das molas (suspensão esquerda/direita) além de possuir poucos componentes, o que facilita a manufatura e auxilia na redução de massa não suspensa, fator este, que influencia diretamente no conforto e transmissão de vibração aos ocupantes do veículo.

Como desvantagem, pode-se destacar a limitação de carga a ser imposta neste sistema, já que o mesmo tem como grande atrativo seu tamanho compacto. Por este motivo, dificilmente vê-se este sistema aplicado em caminhões ou caminhonetes de grande porte.

2.2.3 Double Wishbone

Segundo GILLESPIE (1992) o modelo de suspensão *Double Wishbone* mais popularmente conhecido como "Duplo A" ou "Bandeja dupla", é amplamente aplicado nos veículos de passeio e em caminhonetes.

Este conceito de suspensão oferece grande possibilidade de controle das geometrias de

suspensão, como variação de cambagem *vs* curso de suspensão, tendência de rolagem da carroçaria em curvas, acelerações e frenagens.

Com o posicionamento correto dos elementos da suspensão *Double Wishbone*, é possível inserir nos veículos dois comportamentos extremamente importante que são as geometrias *Anti Dive* e *Anti Squat*, que atuam como reação anti-mergulho e anti-arfagem do veículo durante a frenagem e aceleração respectivamente.

Outra grande vantagem deste sistema está na transferência das cargas estáticas e dinâmicas da suspensão para a carroçaria que é feita por, no mínimo, quatro pontos, sendo dois em cada braço de suspensão (inferior e superior), evitando a concentração de tensão e possíveis trincas na estrutura do veículo.

O modelo de suspensão *Double Wishbone* foi adotado no projeto BAJA SAE, com o intuito de aumentar o desempenho dinâmico, facilitar a manutenção, melhorar a distribuição de carga no chassi tubular e melhorar o controle da geometria de suspensão. A Figura 3 ilustra o sistema de suspensão dianteira do protótipo BAJA SAE.



Figura 3 - Suspensão Double Wishbone

2.3 Modelagem e simulação utilizando CATIA V5

Para a realização deste trabalho foi necessário o uso de ferramentas computacionais de modelagem 3D e simulação pelo método dos elementos finitos.

O software escolhido foi o CATIA V5 R19 desenvolvido e comercializado pela Dassault Systemes. Este *software* é um dos mais completos disponíveis no mercado. Inicialmente desenvolvido especialmente para a indústria aeroespacial, conta também com diversos módulos específicos para diversas áreas da engenharia e *design*.

São frequentemente utilizados três diferentes módulos, *Part Design*, *Generative Shape Design* e *Generative Structural Analysis*.

Geralmente, como ponto de partida é definido as cotas funcionais do sistema de suspensão mediante os cálculos e simulações dinâmicas. Como segunda etapa parte-se então para a etapa de modelagem 3D dos componentes da suspensão.

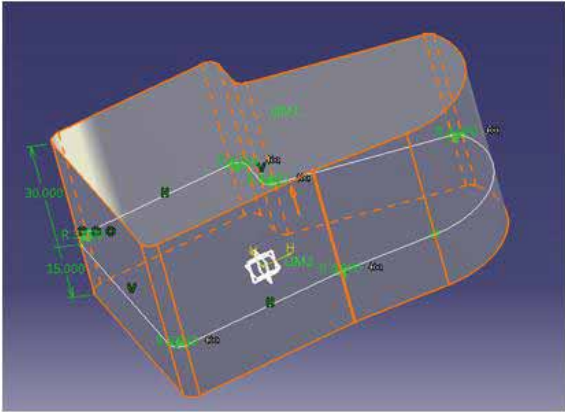
Para a modelagem de um componente como o braço inferior da suspensão dianteira do protótipo BAJA SAE, é necessário utilizar diversas ferramentas incorporadas nos módulos de *Part Design* e *Generative Shape Design*. Trabalhando simultaneamente nos dois módulos, o projetista possui uma grande gama de ferramentas disponíveis possibilitando modelar qualquer peça desde as mais simples até os modelos com altíssimo grau de dificuldade.

O ambiente *Part Design* fornece as ferramentas básicas para se gerar os sólidos, sejam eles a partir de um perfil a ser estrudado ou geometria de revolução. Já o ambiente *Generative Shape Design* fornece ferramentas específicas para se criar geometrias bastante complexas como, por exemplo, a lataria de um veículo.

A metodologia utilizada em ambos os ambientes é bastante simples: a partir de elementos de referência como, por exemplo, planos, linhas retas, linhas curvas, pontos e faces de outros sólidos, é possível criar sólidos, sejam eles sólidos estrudados ou sólidos de revolução, além de superfícies complexas, que são elementos que não possuem volume, porém serão a referência na criação do futuro sólido.

A Figura 4 (a) ilustra um sólido construído a partir do perfil em branco e a Figura 4 (b) ilustra a superfície complexa construída a partir das linhas e curvas em branco.

(a)



(b)

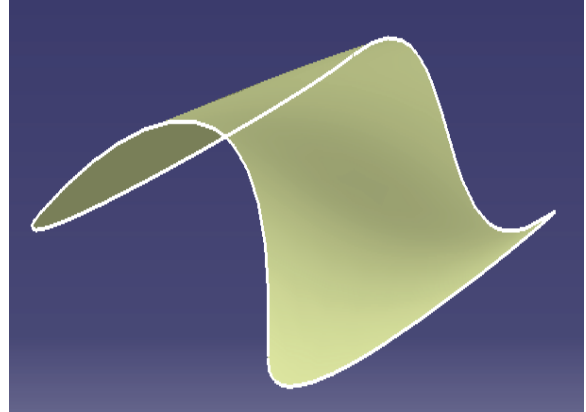


Figura 4 - (a) Solido estrudado (b) Superfície complexa

Após o modelo 3D ser construído, a etapa de simulação estrutural via método dos elementos finitos pode ser executada.

O módulo *Generative Structural Analysis* fornece todas as ferramentas necessárias para o projetista simular condições estáticas de carregamento da peça modelada, com o intuito de aperfeiçoar o componente e identificar as regiões de maior concentração de tensão. O *software* também permite simular as medidas de deformação que poderá ocorrer na peça quando submetida ao carregamento.

A análise virtual das peças tem fundamental importância no desenvolvimento de um projeto, pois possibilita ao engenheiro projetista visualizar o comportamento estrutural do componente antes de custear dispositivos para fabricação de protótipos, identificar possíveis erros de projeto e regiões que devem ser reforçadas ou possíveis oportunidades de retirada de material reduzindo massa e o custo de matéria prima.

3 METODOLOGIA

3.1 Modelagem do braço de suspensão utilizando CATIA V5

Após as cotas funcionais do sistema de suspensão do protótipo serem definidas, esboça-se a geometria do componente que fará o link entre a estrutura do protótipo e a manga de eixo.

Primeiramente deve-se inserir os pontos no ambiente 3D, como referência para traçar as linhas de centro dos tubos que formarão a peça conforme Figura 5.

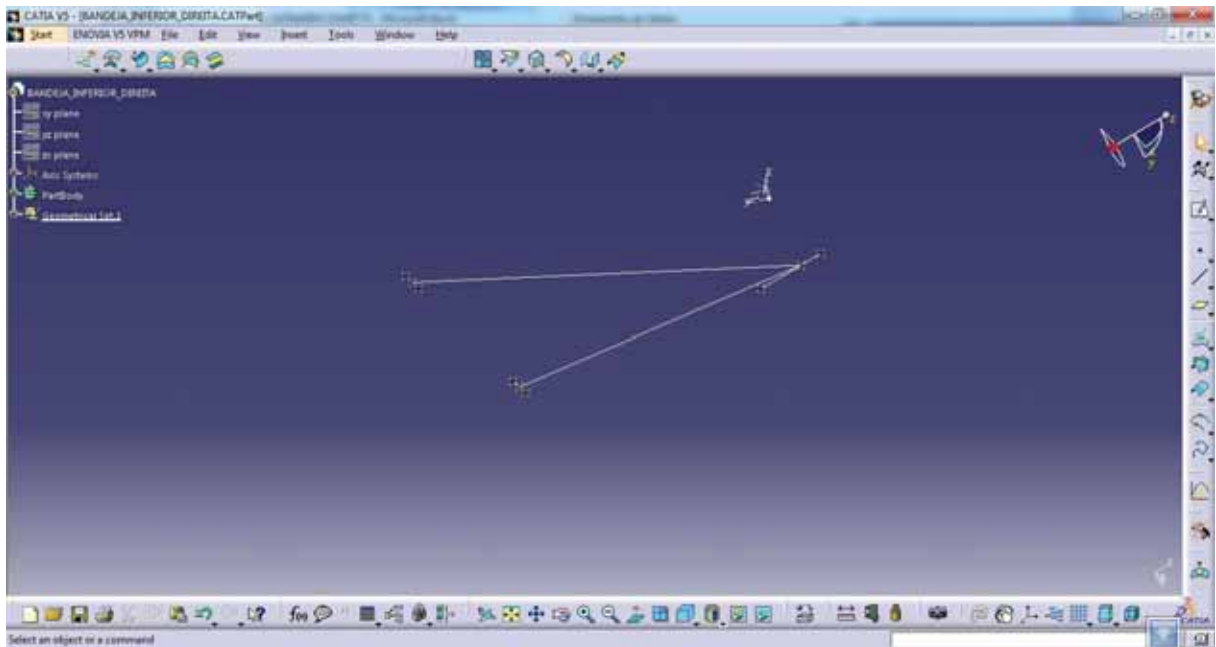


Figura 5 - Pontos e linhas de referência no ambiente 3D

Após definir as linhas de centro dos tubos, define-se então as dimensões básicas do tubo com base nos catálogos dos fornecedores. De posse dos dados dos tubos, é possível desenhar o perfil da seção transversal do tubo, diâmetro externo e espessura de parede, Figura 6.

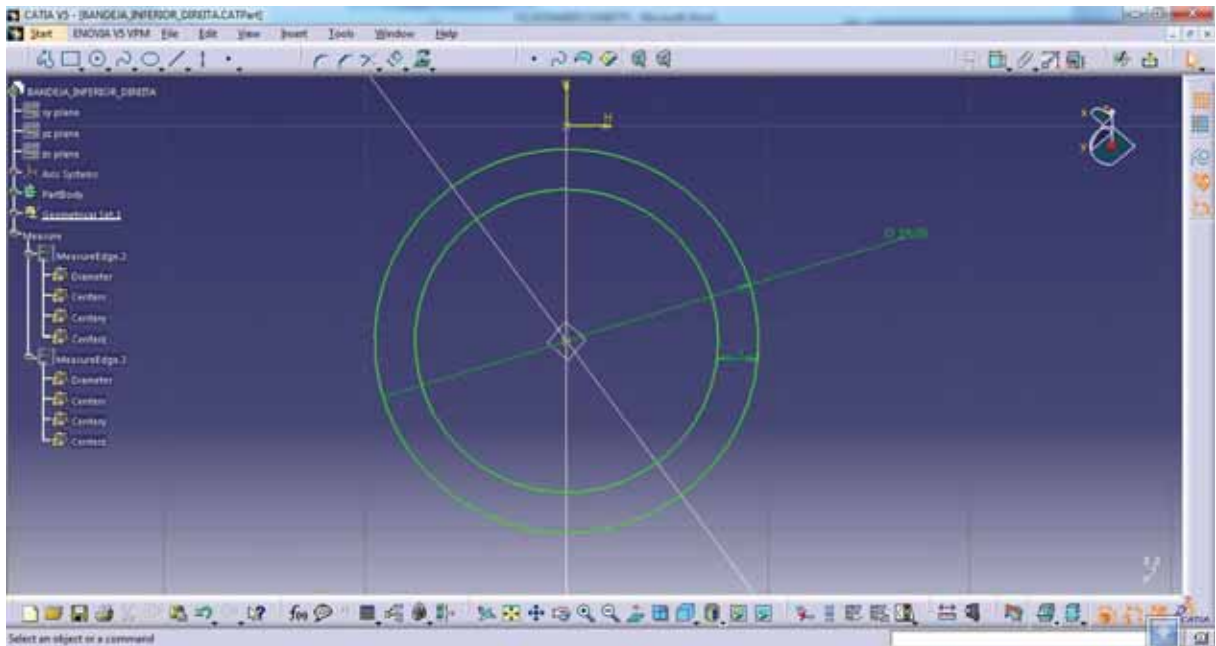


Figura 6 - Dimensões do perfil do tubo

Então, utilizando a ferramenta *Rib*, estruda-se o perfil desenhado percorrendo a linha de centro previamente definida (Figura 7).

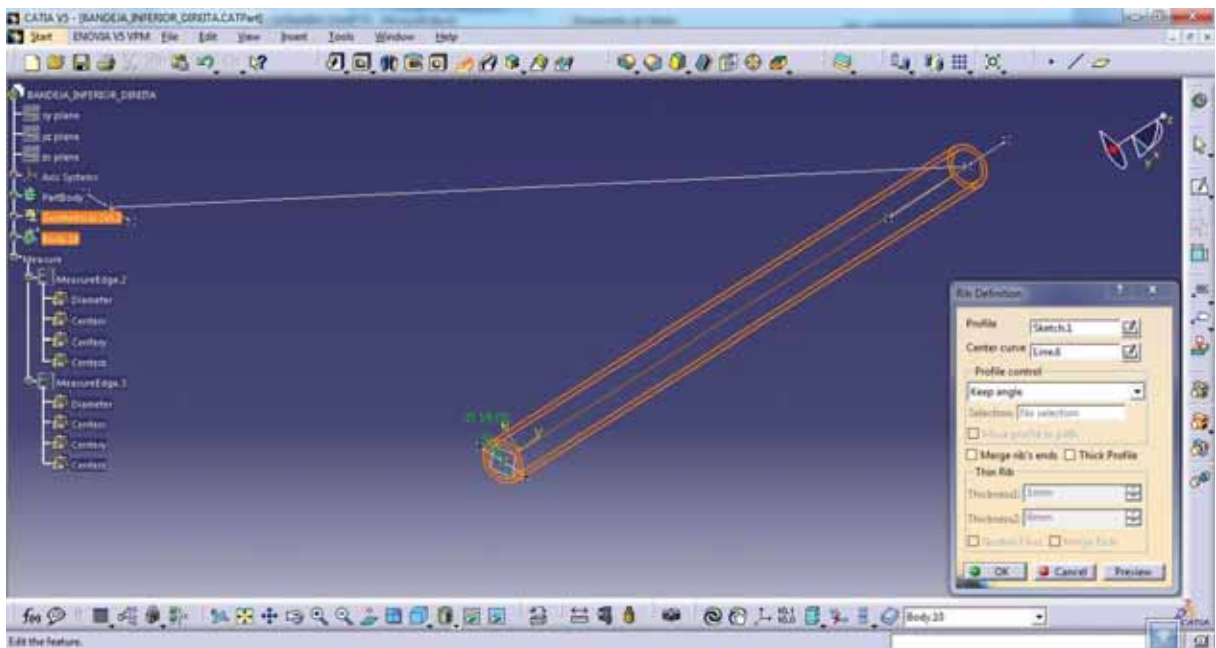


Figura 7 - Aplicando ferramenta *Rib*

Após construir todos os sólidos, faz-se a operação booleana de adição, *union trim*, de forma a unir todos os sólidos em apenas uma peça excluindo os excessos de materiais (em roxo) conforme pode ser observado na Figura 8.

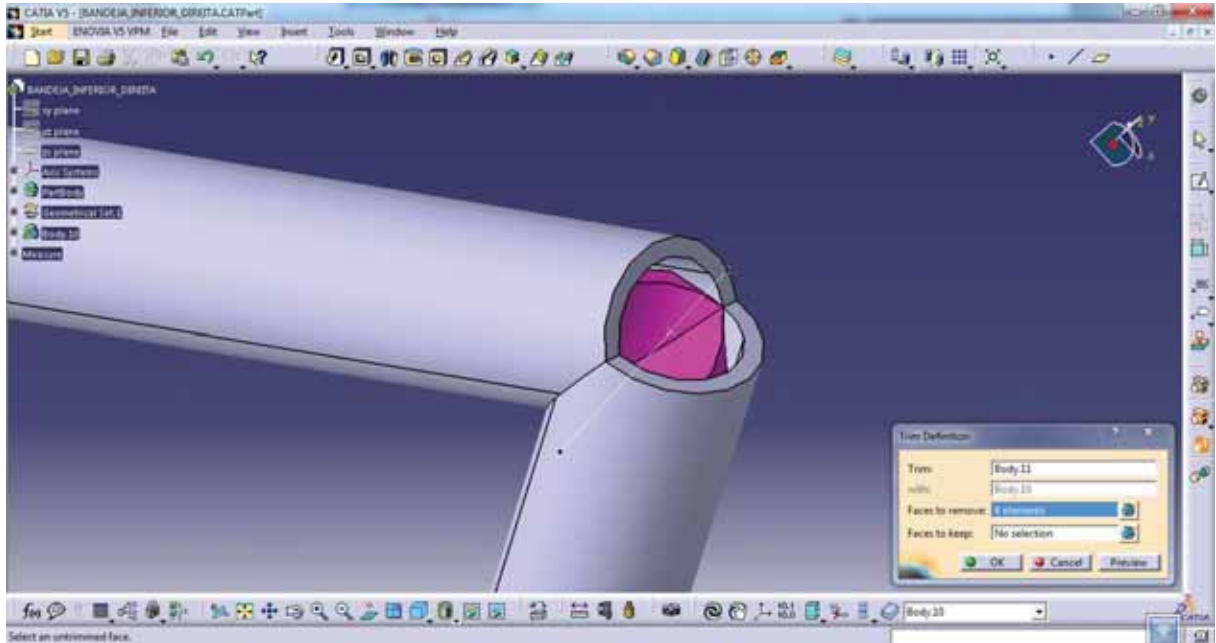


Figura 8 - Aplicando a ferramenta *Union Trim*

3.2 Dimensões do modelo de braço de suspensão atual

A Figura 9 (a) e (b) ilustra as cotas funcionais do componente em estudo, e seu posicionamento no protótipo respectivamente.

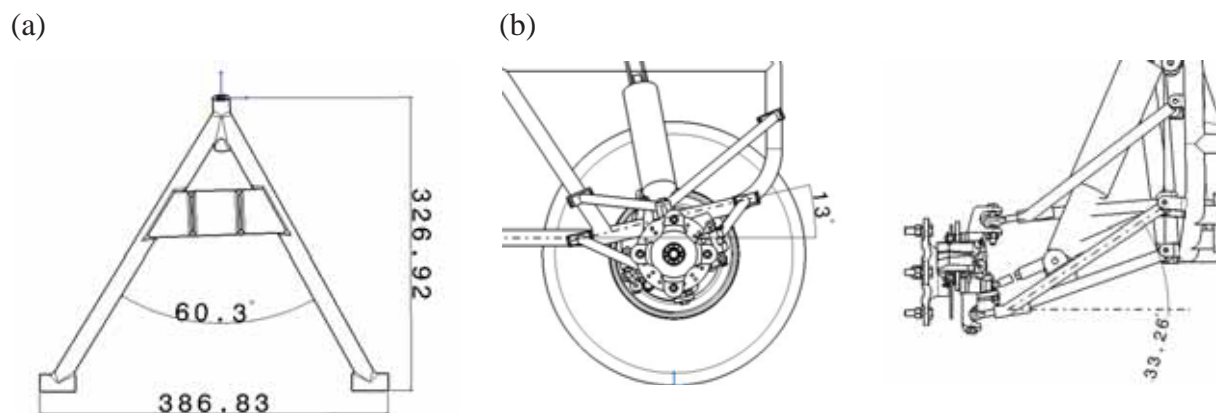


Figura 9 - (a) Dimensões e (b) posicionamento do braço de suspensão.

Devido à geometria *anti dive*, observada na Figura 9 (b), existe um ângulo de 13° entre o braço inferior de suspensão e o eixo longitudinal do veículo. Esse ângulo é responsável pelo comportamento *anti dive* e obrigatoriamente foi considerado nas simulações apresentadas neste trabalho.

3.3 Ensaio de impacto do protótipo real

Durante o desenvolvimento deste trabalho foi constatada a necessidade da realização de um ensaio de impacto, chamado de *drop test*, com o intuito de identificar as forças reais atuantes no sistema de suspensão dianteira do veículo em estudo.

Este ensaio consiste em soltar o protótipo de uma altura calculada, em queda livre, e com o auxílio de uma célula de carga fixada no piso do laboratório, ler a força de reação entre o pneu e o solo.

Este mesmo conceito de ensaio é amplamente aplicado na indústria aeroespacial na qual os engenheiros necessitam testar e obter parâmetros empíricos dos trens de pouso das aeronaves.

Para o planejamento e definição das condições de contorno do ensaio, foi realizado um levantamento das condições mais adversas que o protótipo já superou em competições de BAJA promovidas pela SAE.

A Figura 10 ilustra um dos momentos de maior dificuldade/esforço encontrado nas competições de BAJA SAE.

Após a análise dessas condições adversas e depoimentos dos membros e piloto da equipe Piratas do Vale de BAJA SAE da Universidade Paulista - Campus Guaratinguetá, foi definido que para representar as condições enfrentadas durante as competições, o ensaio de *drop test* seria realizado com o protótipo na posição horizontal e queda livre de 1 metro.



Figura 10 - Salto durante competição Regional de BAJA SAE 2009

A Figura 11 ilustra a estrutura necessária para realizar este ensaio, que contou com um pórtico de 3 metros de altura, talha com capacidade de 500 Kg para içar o veículo, dispositivo projetado especialmente para o ensaio que permite desconectar o veículo da estrutura instantaneamente possibilitando a queda livre, célula de carga, Spider (sistema de condicionamento de sinais) e notebook.



Figura 11 - Estrutura para ensaio *drop test*

3.3.1 Dimensionamento da célula de carga

Para realizar o ensaio de *drop test* foi necessário dimensionamento da célula de carga utilizada.

A primeira etapa do dimensionamento da célula de carga foi calcular a estimativa de força máxima que a célula de carga teria que medir durante o ensaio.

Para o cálculo estimativo da força máxima de impacto os seguintes conceitos foram utilizados:

- Cálculo da energia potencial quando o protótipo está içado.
- Cálculo da energia cinética no instante antes do impacto, via conservação de energia.
- Cálculo da força máxima de impacto durante a colisão, via conservação de momento linear.

O detalhamento dos cálculos realizados para obter essa estimativa da força máxima de impacto está disponível no ANEXO A.

Após definida a força máxima de impacto, pode-se então dimensionar a célula de carga corretamente para obter uma leitura precisa e confiável.

A Figura 12 ilustra a célula de carga projetada. A mesma foi usinada em alumínio e foram colados quatro *strain gages* conectados em ponte completa.

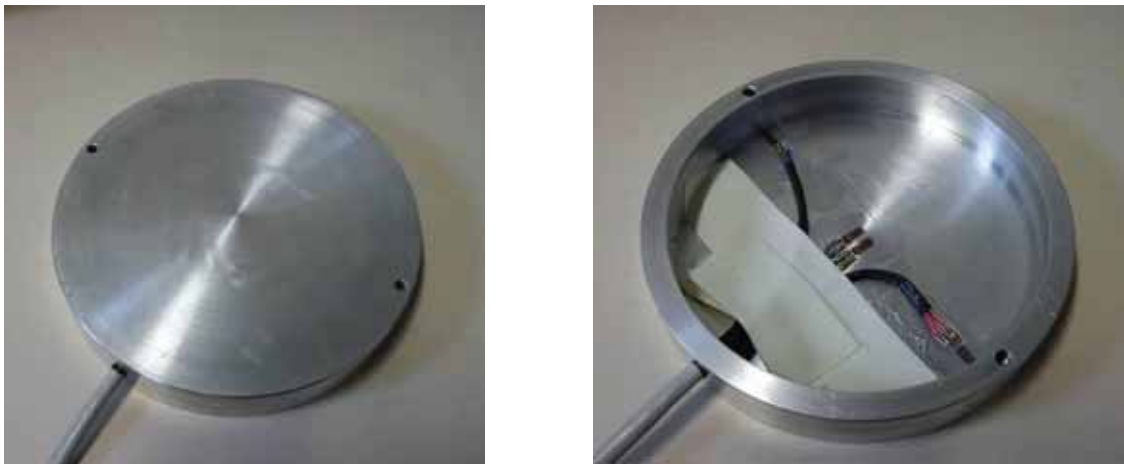


Figura 12 - Célula de Carga

O detalhamento dos cálculos realizados para o projeto da célula de carga está disponível no ANEXO B (Dally, 1978).

3.3.2 Calibração da célula de carga

A etapa de calibração da célula de carga foi realizada no laboratório de ensaios mecânicos do departamento de materiais da FEG-UNESP.

Através da máquina de ensaio de tração/compressão modelo SHIMADZU AGX-Plus, foram aplicados diversos valores de carga conhecidos e efetuada a leitura de tensão fornecida pela célula de carga.

A Figura 13 ilustra os equipamentos utilizados na calibração.

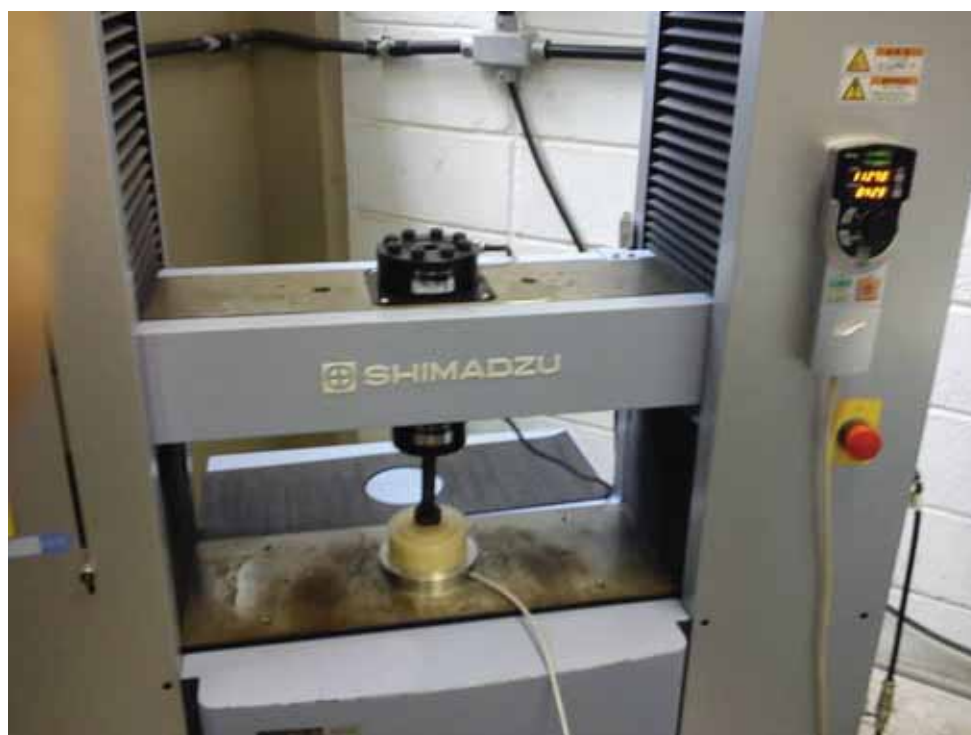


Figura 13 - Equipamentos para calibração da célula de carga

Após plotar o gráfico de Carga vs Tensão (Figura 14), foi constatado que o sistema possui uma relação linear, comportamento já esperado de acordo com a literatura, identificando a equação que traz a relação entre a tensão medida na célula e a carga aplicada na mesma.

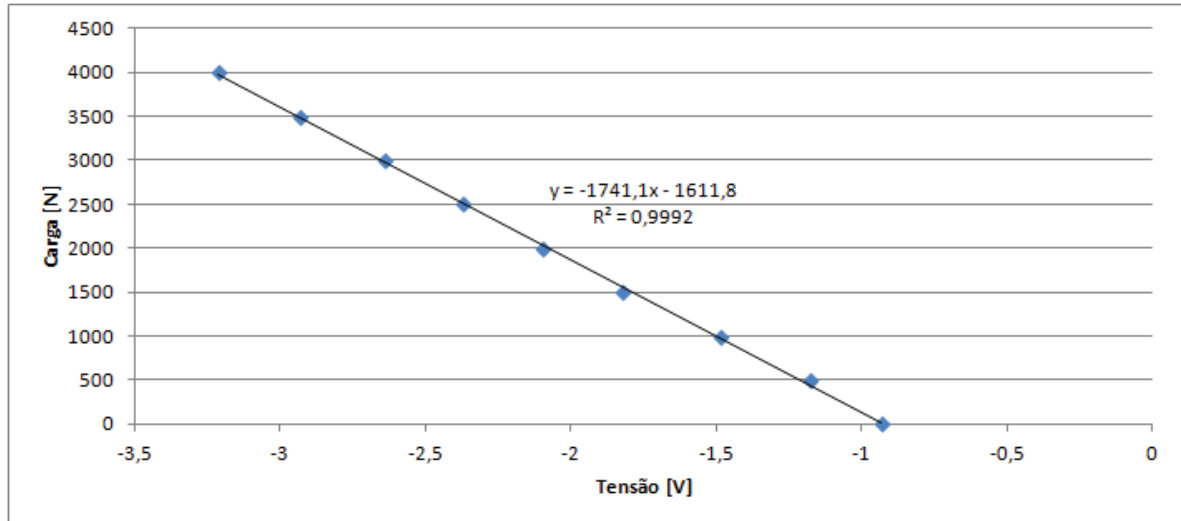


Figura 14 - Calibração - Gráfico de Carga vs Tensão

Com a função Tensão(Carga) definida, calibrou-se a célula de carga via software.

3.4 Simulação do modelo 3D.

Para realizar a simulação em elementos finitos do modelo 3D do braço de suspensão inferior dianteiro, é preciso determinar algumas condições de contorno, como por exemplo, os pontos de fixação do componente e seus graus de liberdade, deve-se definir também a intensidade, direção e sentido das cargas aplicadas, as propriedades mecânicas do material e modelo de malha a ser aplicada.

3.4.1 Pontos de fixação

O braço inferior da suspensão dianteira do protótipo possui quatro pontos de fixação, conforme indicado na Figura 15, que devem ser analisados.

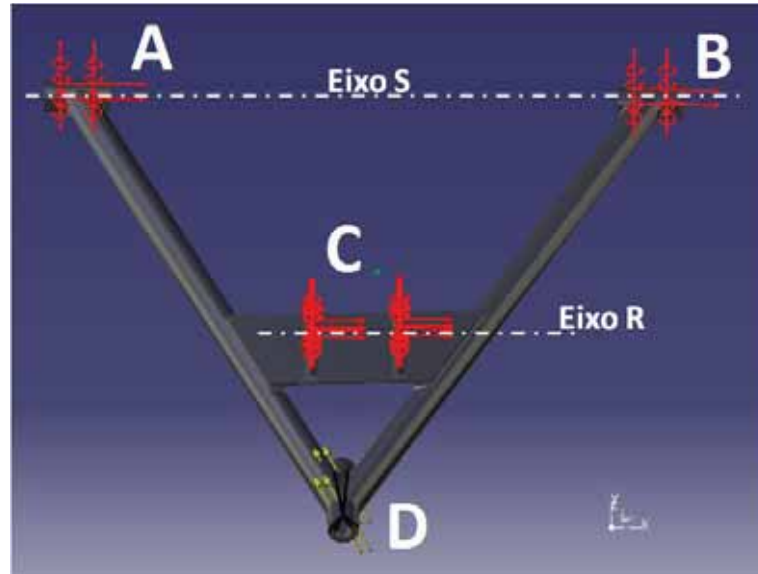


Figura 15 - Pontos de fixação e eixos de rotação

Os dois pontos A e B que fazem a ligação com a estrutura funcionam como uma junta de revolução possibilitando apenas o movimento de rotação em torno do eixo "S", indicado na Figura 15.

O ponto de fixação C que faz o link entre o braço de suspensão com o amortecedor, também trabalha como uma junta de revolução, possibilitando apenas a rotação em torno do eixo "R" indicado na Figura 15.

O ponto de fixação D, que faz o link do braço de suspensão com a manga de eixo será o local no qual fixaremos a carga a ser aplicada.

3.4.2 Aplicação das Cargas

A carga observada durante o ensaio de *drop test* será aplicada no modelo, com a mesma intensidade, direção e sentido que a observada no ensaio, ou seja, carga de 702N aplicada perpendicular ao plano do solo.

A Figura 16 ilustra a carga aplicada ao modelo com as respectivas referências de posição.

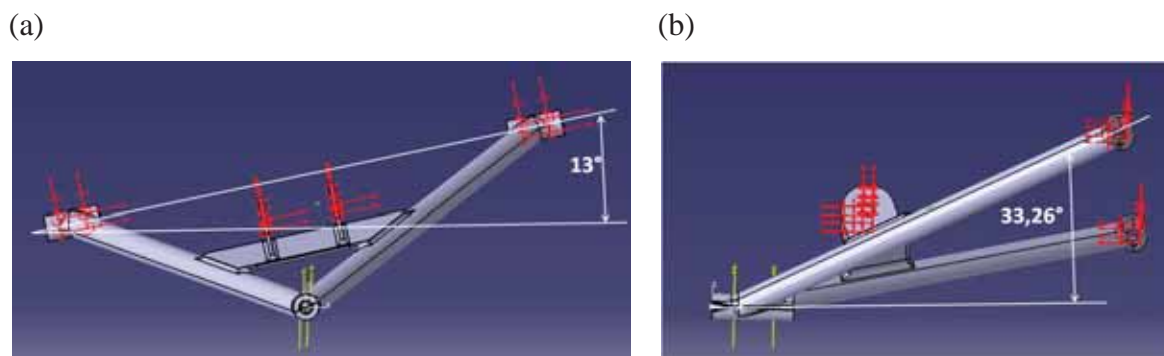


Figura 16 - Aplicação das cargas - (a) Vista lateral (b) Vista frontal

3.4.3 Definição do material

Para que a análise ocorra de forma correta e nos forneça um valor confiável, é preciso definir criteriosamente o material que constitui o componente a ser simulado e suas propriedades mecânicas como tensão de escoamento, módulo de elasticidade, coeficiente de Poisson, coeficiente de dilatação térmica (quando aplicável) e densidade.

3.4.4 Definição da malha

Antes de comandar o início dos cálculos, é preciso definir qual o tipo de elemento se pretende utilizar para o estudo.

Segundo Adams (2000), existem diversos modelos de elementos, porém o modelo tetragonal parabólico possibilita uma boa convergência dos resultados aliado a precisão.

Nas simulações apresentadas neste trabalho, utilizou-se elementos de viga, de forma tetragonal parabólico.

Outro fator determinante na precisão da análise em elementos finitos é a quantidade de elementos em que a peça será dividida para que o método dos elementos finitos seja aplicado.

A expressão "Malha" reflete a aparência que o sólido apresenta após ser dividido em elementos conforme pode ser observado na Figura 17.

Cabe salientar que quanto mais refinada a malha for, maior será a quantidade de elementos no qual a peça em estudo será dividida, proporcionando maior precisão dos resultados. Porém a quantidade de cálculos a ser processado pelo software será consideravelmente maior.

Portanto cabe ao engenheiro definir o nível de refinamento da malha em função da precisão desejada e da capacidade de processamento disponível.

Simulações de componentes com geometrias bastante complexas e malhas bastante refinadas podem demorar dias para serem processadas.

A Figura 17 ilustra o braço de suspensão, objeto de estudo deste trabalho, com as restrições de movimento, cargas e malha aplicada.

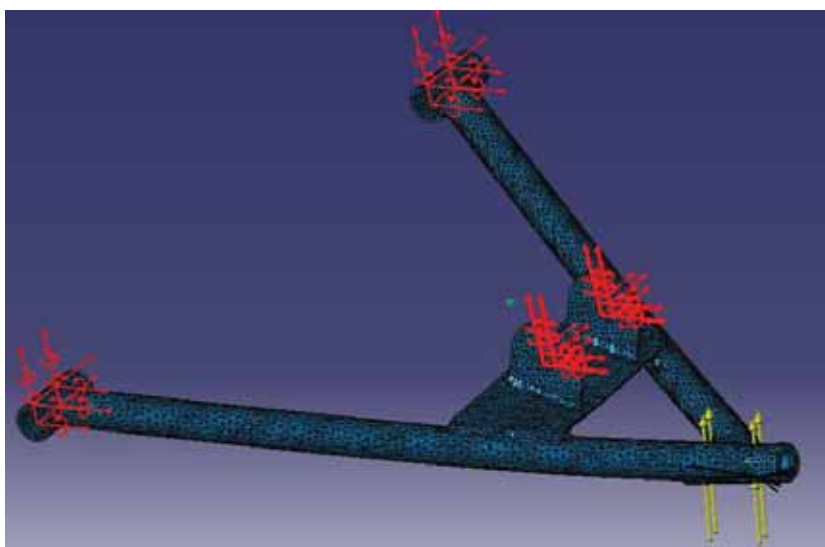


Figura 17 - Componente com malha aplicada

3.4.5 Solução

Após a definição das condições de contorno e processamento da simulação, foi possível visualizar os resultados.

Neste trabalho, configurou-se o software para apresentar como resultado dois parâmetros, a tensão distribuída em todo o componente e deformação do mesmo, indicando os pontos de concentração de tensão e de maior nível deformação.

O software disponibiliza estas informações em forma de gradiente de cores distribuído no componente conforme pode ser observado neste exemplo de simulação (Figura 18).

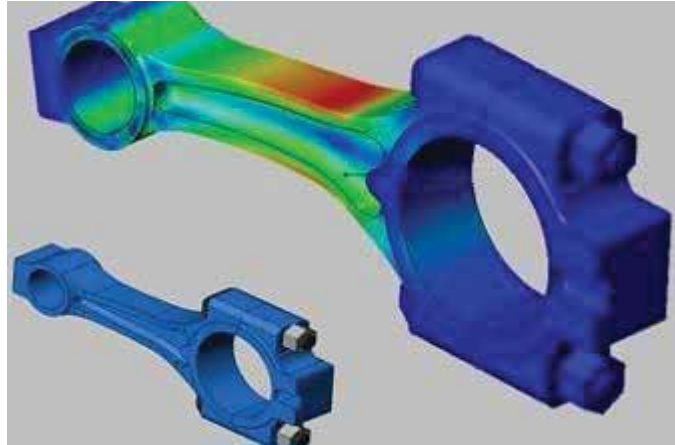


Figura 18 - Modelo de resultado de simulação

Como padrão, a cor Azul representa a região de menor tensão e deformação e a cor vermelho a região de maior tensão e deformação. Segundo manual de instruções do software, essas cores podem ser facilmente alteradas a critério do usuário.

3.5 Proposta de nova geometria

Após definir as cargas e analisar os níveis de tensão e as regiões críticas do modelo atual do braço inferior da suspensão dianteira do protótipo BAJA SAE, foi elaborada uma nova versão para o componente alvo do estudo, passando a ser um conjunto de quatro componentes, sendo três deles usinados em alumínio e um em material compósito de fibra de carbono/epóxi (chapa com oito milímetros de espessura).

O processo de otimização do componente está ilustrado no fluxograma a seguir:

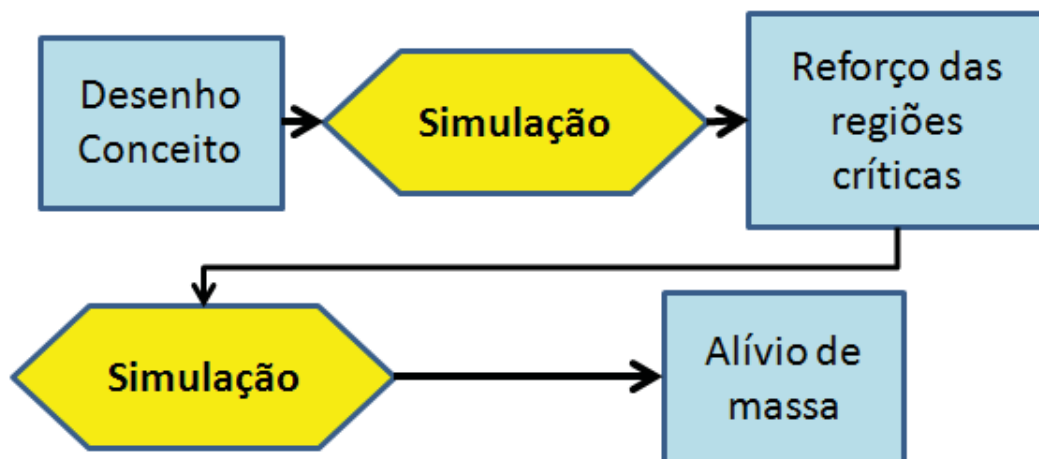


Figura 19 - Fluxograma de projeto

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 Ensaio de impacto (*Drop Test*)

A Figura 20, mostra o resultado obtido do ensaio de *drop test*. Neste gráfico pode-se observar e analisar diversos parâmetros, como coeficiente de amortecimento do sistema, tempo de impacto, força máxima, entre outros.

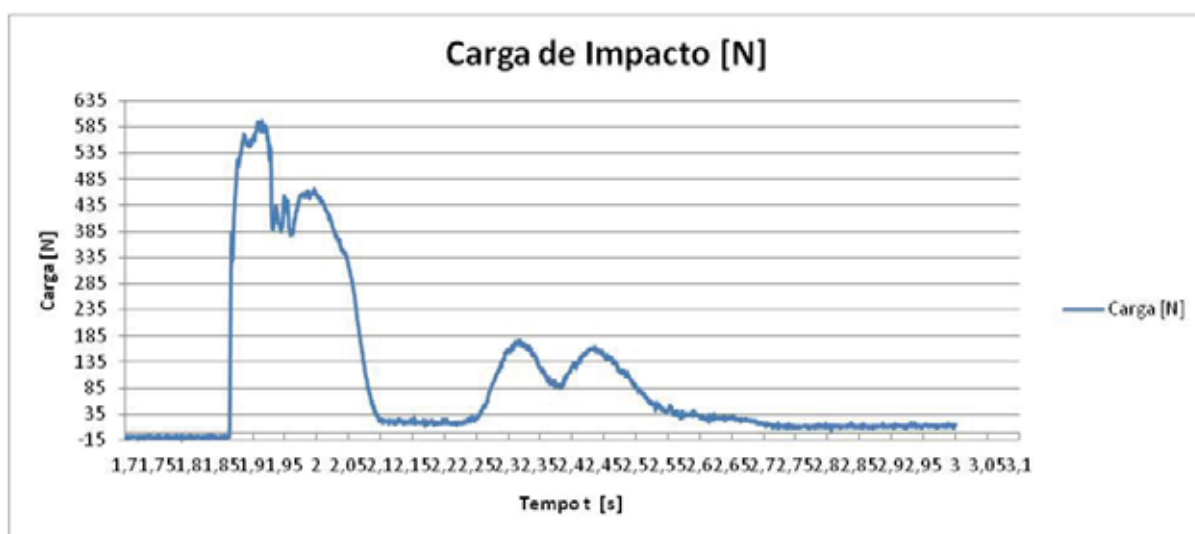


Figura 20 - *Drop Test* - Gráfico Carga vs Tempo

Para este estudo, os parâmetros de interesse são o tempo de impacto e a força máxima de reação pneu/solo.

No início do trabalho, onde houve a necessidade de estimar a força de impacto, foi necessário adotar o tempo de impacto para viabilizar os cálculos. Após realizar o ensaio e obter o tempo real de impacto (250ms), parâmetro bastante característico de cada sistema em análise, foi possível recalcular a força máxima de reação teórica a fim de comparar com a força medida na célula de carga.

O cálculo detalhado da força de reação corrigida está disponível no ANEXO A.

Comparando a força estimada corrigida (702N) com a força medida no ensaio (595N), obtivemos uma diferença de 15,2%.

A discrepância entre a força estimada e medida pode ser atribuída a alguns fatores abordados a seguir:

-Idealização do modelo, não considerando a energia dissipada desde o início da queda livre até o fim do evento de impacto.

-Consideração de que o contato das rodas dianteiras com o solo acontece simultaneamente. Não foi possível controlar esse evento durante o ensaio.

-Tamanho reduzido da célula de carga, dificultando o ensaio com relação à centralização do impacto na mesma.

Embora haja divergência de 15% no valor absoluto da força de reação, o ensaio foi considerado satisfatório uma vez que o resultado será conservativamente extrapolado para uma aplicação crítica abordada no item 4.2.

4.2 Simulação do braço de suspensão atual

Para realizar a simulação do braço de suspensão atual, foram aplicadas as condições de contorno de movimento e carga conforme indicado na Figura 21 - Condições de contorno do componente atual.

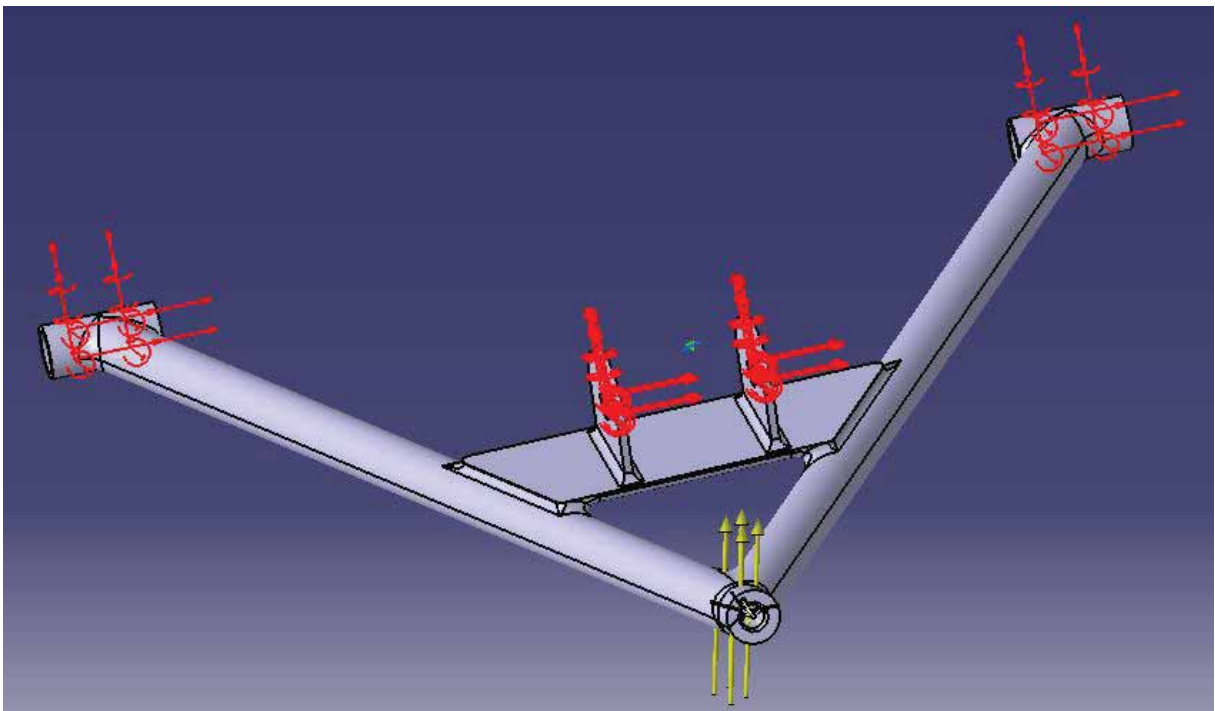


Figura 21 - Condições de contorno do componente atual

A direção e sentido a qual a carga foi aplicada no modelo 3D respeitam exatamente a condição real do componente em serviço.

Cabe ressaltar que quando se aplica a força de reação pneu/solo no ponto D do braço de suspensão, assume-se que toda a força de reação está aplicada apenas neste componente, fato este que não ocorre na realidade, pois o sistema de suspensão é composto por mais alguns componentes como o braço de suspensão superior, manga de eixo e amortecedor, que irão dissipar parte desta carga. Essa aproximação realizada converge para uma abordagem conservativa do carregamento do componente, garantindo assim a aplicabilidade deste estudo na avaliação estrutural do componente.

Devido à geometria relativamente simples do componente, o refinamento da malha aplicada é considerado alto, com tamanho de elemento igual a três milímetros. O processamento da simulação com a malha aplicada durou aproximadamente 13 minutos.

A Figura 22 (a) e (b) apresentam os níveis de tensão apresentados pela simulação, com maior intensidade de tensão (120 MPa) na região de solda próximo ao ponto C, porém esses valores demonstram que o projeto foi bastante conservativo se comparada com a tensão de escoamento (350 MPa) do material SAE 1020 (Norton, 2004). Indicando que o componente atual está superdimensionado para a aplicação.

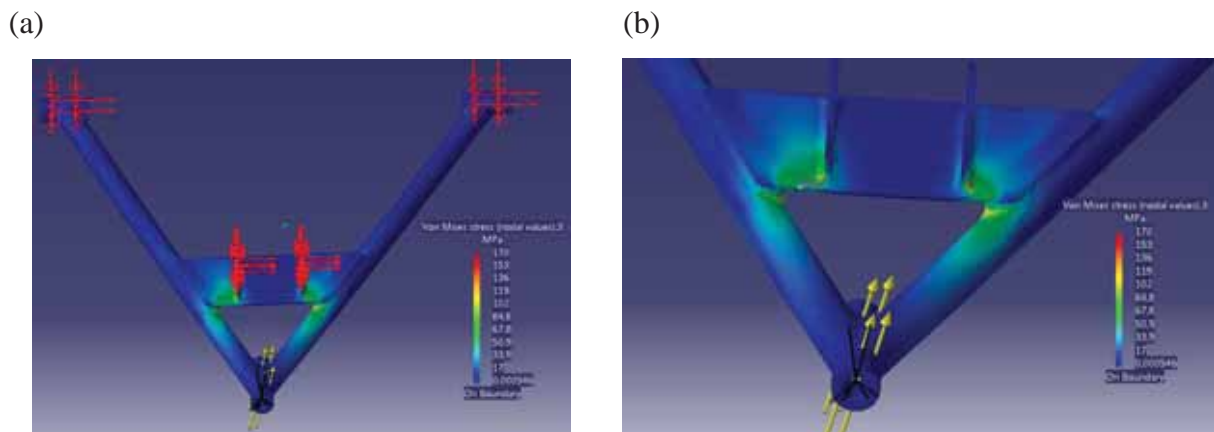


Figura 22 - (a) Tensão de Von Mises (b) região de maior concentração

A Figura 23 apresenta os valores de deformação ao longo do componente, com deformação máxima de 0,311 mm. Esse valor de deformação é bastante pequeno e indica que o material não acumulará danos quando submetido ao carregamento cíclico, o que ocasionaria uma vida em fadiga bastante reduzida.

Essa informação de deformação em serviço é bastante importante ao projetista para a garantia de que não ocorrerá interferência indesejada com outro componente durante serviço.

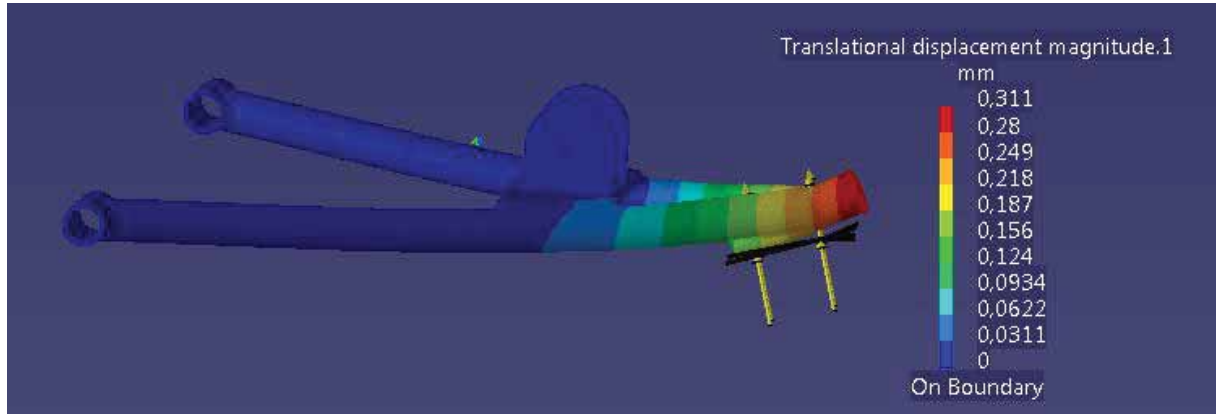


Figura 23 - Deformação durante carregamento

É importante ressaltar que o software amplifica a deformação (ilustrada) no componente para melhor visualização do comportamento. Nesta simulação a deformação ilustrada está com aumento de 60 vezes.

4.3 Simulação do braço de suspensão proposto

Para realizar a simulação do braço de suspensão proposto, aplicamos as condições de contorno de movimento e carga conforme indicado na Figura 24.

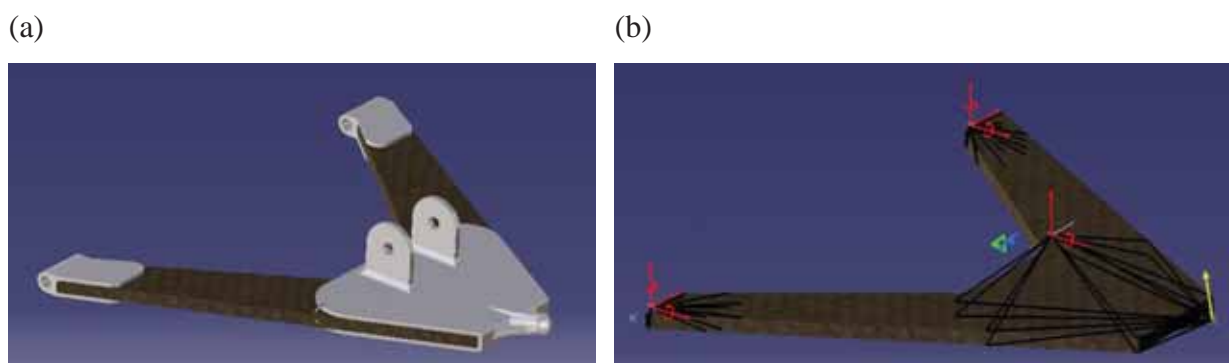


Figura 24 - (a) Geometria proposta (b) Condições de contorno

Para efeito de estudo, simulou-se apenas a alma do componente confeccionado em compósito carbono/epóxi aplicando todas as condições de contorno que simulam a interação

dessa alma com as outras três partes de alumínio que farão as ligações com a estrutura do protótipo e com a manga de eixo.

Esta metodologia de ensaio foi adotada para facilitar a simulação, uma vez que, para simular o conjunto formado pela alma de compósito e as três partes em alumínio, teríamos que trabalhar com uma simulação multicorpos, o que aumentaria bastante a complexidade do modelo matemático.

A direção e sentido a qual a carga foi aplicada no modelo 3D respeitam exatamente a condição real do componente em serviço além da abordagem conservativa adotada com relação ao valor da carga aplicada, já discutida no item 4.2.

Devido à geometria relativamente simples do componente, o refinamento da malha aplicada é considerado alto, com tamanho de elemento igual a três milímetros. O processamento dessa simulação com essa malha aplicada durou aproximadamente 10 minutos.

A Figura 25 apresenta os níveis de tensão apresentados pela simulação, com maior intensidade de tensão (52.3 MPa) na região próxima ao ponto C, lembrando que a tensão de ruptura do compósito carbono/epóxi trama quadraxial é de aproximadamente 890 MPa (Matweb, 2011).

É importante ressaltar que o material compósito proposto possui trama quadraxial proporcionando um comportamento chamado de quasi-isotrópico com tensão de ruptura de 890 MPa e coeficiente de Poisson de 0,05, (Matweb, 2011).

Nesta simulação observa-se que a maior sollicitação se dá no sentido de flexão da alma. Portanto acrescentar reforços como nervuras, seria de grande utilidade e suficiente para aumentar o coeficiente de segurança do projeto devido aos níveis de tensão já estarem abaixo da tensão de ruptura do material compósito.

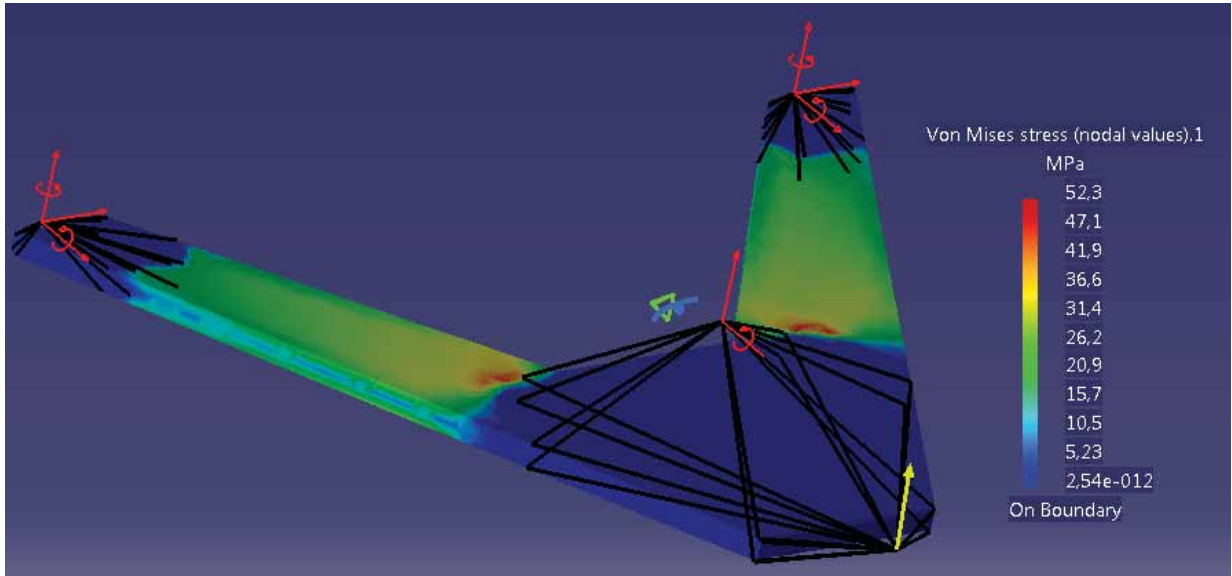


Figura 25 - Proposta - Tensão de Von Mises

A Figura 26 apresenta os valores de deformação ao longo do componente, com deformação máxima de 0,959 mm. Esse valor de deformação também pode ser considerado pequeno assim como o valor de deformação apresentado na simulação do modelo atual do braço inferior da suspensão dianteira (item 4.2).

Conforme discutido no item 4.2, essa informação de deformação em serviço é bastante importante ao projetista para a garantia de que não ocorrerá interferência indesejada com outro componente durante serviço.

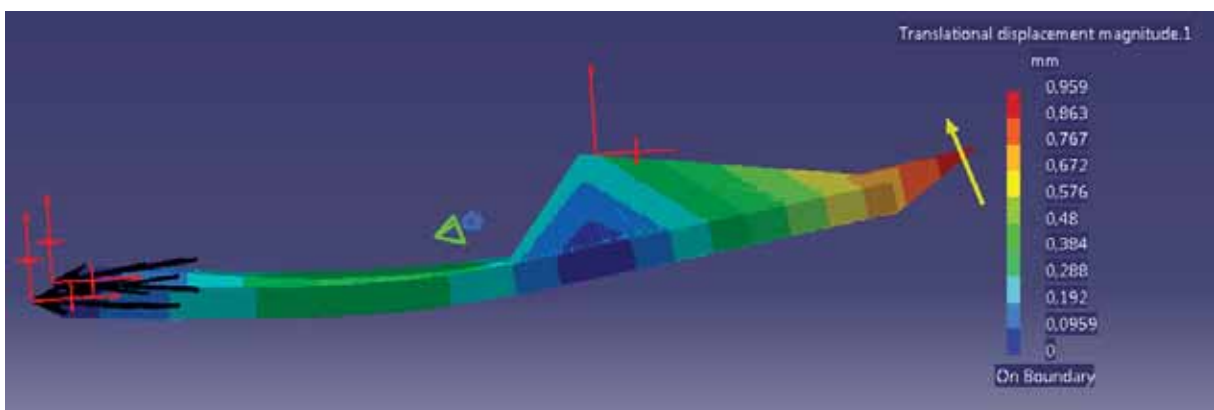


Figura 26 - Deformação durante carregamento

Nesta simulação a deformação ilustrada está com aumento de 20 vezes

A Figura 27 (b) apresenta uma nova simulação do modelo proposto com redução de massa nas regiões de menor tensão da primeira versão e nervuras aplicadas no sentido de reforçar componente em relação ao carregamento de flexão, tornando a proposta tão eficiente quanto à primeira, porém com significativa redução de massa nas regiões indicada pelas setas.

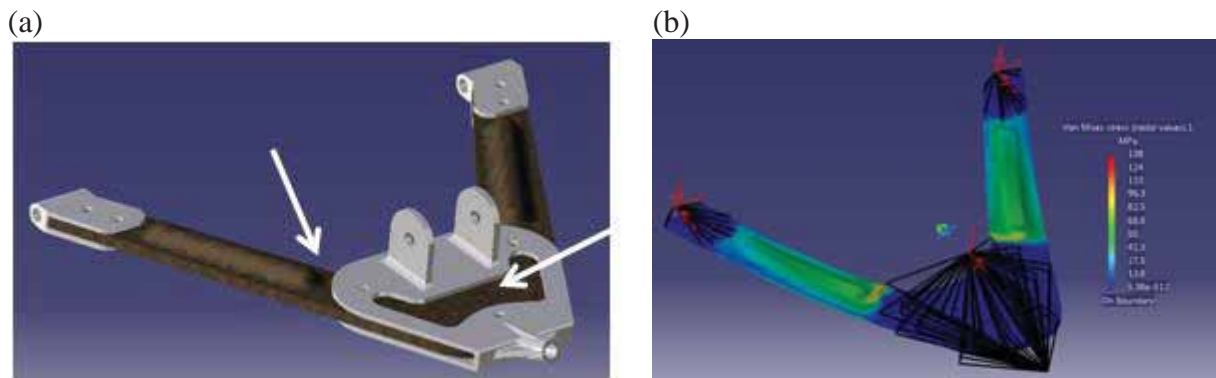


Figura 27 - (a) Proposta final (b) Tensão de Von Mises

4.4 Vantagens e considerações importantes

É de grande valia destacar algumas vantagens que a proposta de nova geometria e material para confecção do braço de suspensão inferior dianteira do protótipo BAJA SAE, trará ao projeto.

A primeira vantagem a ser citada é a expressiva redução de massa do componente que se dá em aproximadamente 25%, mesmo aplicando um coeficiente de segurança com valor de aproximadamente 6,4.

A Tabela 1 apresenta a comparação entre as massas do componente em sua configuração atual e proposta.

Tabela 1 - Comparação mássica entre os modelos

Massa Geometria Atual	Massa Geometria Proposta	% de massa reduzida
1,002 Kg	0,750 Kg	25,15%

A segunda vantagem a ser citada é a facilidade de produção em massa, pois o processo de fabricação de componentes de compósito geralmente são baseados em moldes metálicos que proporcionam grande produtividade, excelente acabamento e alto padrão de qualidade. A

viabilidade de produção em massa faz parte dos quesitos avaliados nas competições de BAJA SAE.

A terceira vantagem a ser citada é a inovação tecnológica empregada no componente, com partes em compósito, aliando reduzida massa e alto desempenho mecânico, tema também avaliado nas competições de BAJA SAE.

A produção deste componente proposto se mostra bastante viável para a Equipe Piratas do Vale de BAJA SAE, pois a mesma possui convênio com a empresa ALLTEC LTDA, empresa especializada em componentes aeronáuticos fabricados em compósitos, possibilitando uma troca de informações e técnicas de produção, agregando valor ao projeto e conhecimento técnico aos membros da equipe.

5 CONCLUSÃO

Com a realização deste trabalho pode-se concluir que:

- Os cálculos estimativos da força máxima de impacto durante a aterrissagem do protótipo BAJA SAE após um salto, convergiu para um valor bastante próximo ao visualizado no ensaio em laboratório, validando o modelo teórico.

- O ensaio de *drop test* possui grande importância no dimensionamento do sistema de suspensão de um veículo, possibilitando a medição da força e do tempo de impacto. O teste foi realizado com eficiência proporcionando informações adequadas às etapas seguintes.

- A simulação do modelo atual do componente em estudo, foi executada com facilidade e proporcionou uma avaliação bastante coerente com a realidade, a qual indica que o componente está superdimensionado para a aplicação.

- A nova geometria proposta para o braço inferior da suspensão dianteira do protótipo BAJA SAE, conseguiu aliar os objetivos estabelecidos no escopo deste trabalho que é a redução de massa do componente mantendo a resistência mecânica necessária quando solicitado.

- A alteração dos materiais utilizados na confecção do componente proposto, de aço SAE 1020 para compósito carbono/epóxi e alumínio, teve grande influência na redução de massa de **25,15%** quando comparado com o componente atual.

- Com a redução de massa e aplicação de novas tecnologias, como o caso do material compósito, a Equipe ganhará destaque entre as outras equipes participantes das competições de BAJA SAE, refletindo na avaliação do protótipo por parte dos juízes credenciados pela SAE

-Com base nos resultados obtidos e nas vantagens apresentadas, pode-se considerar que o objetivo de melhoria do projeto do braço inferior de suspensão dianteira do protótipo BAJA SAE foi alcançado com eficácia.

-O desenvolvimento desse trabalho foi de extrema importância para o amadurecimento técnico e profissional do autor deste trabalho.

6 REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

ADAMS, V.; ASKENAZI, A. **Building better products with finite element analysis.** OnWord Press, Santa Fé, 1999

BUGELLI, E. B. **Estudo do Impacto Axial em Tubos para Ensaio em Segurança Veicular. 2005.** 101 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005.

DALLY, J. W.; RILEY, W. F. **Experimental Stress Analysis,** Mc Graw - Hill Kogakusha, LTD, 1978

FREITAS, L. M. **Estudo da Dinâmica Vertical de uma Suspensão Veicular do tipo MacPherson.** 2006. 122 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2006.

GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics.** Society of Automotive Engineers, USA, 1992

MENDES, P. A. B.; BARCELLOS, C. S.; GRECO JR., P. C. **Otimização de Molas Helicoidais Curvas para Minimizar a Flexão em Suspensões MacPherson.** Society of Automotive Engineers, Brasil, 1999

MATWEB, Propriedade Mecânicas - Cytec Thornel® P-55 Carbon Fiber/Epoxy Advanced Composite System, 2011. Disponível em <<http://www.matweb.com>>. Acesso em: 15 ago. 2011.

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

SHIGLEY, J. E.; MISCHEKE, C. R.; BUDYNAS, R. G. **Projeto de engenharia mecânica.** Editora Bookman, Porto Alegre, 2005

SAE, Programas estudantis, 2011. Disponível em <<http://www.saebrasil.org.br>>. Acesso em: 10 jul. 2011.

ANEXO A

Cálculo estimativo da força de reação pneu / solo.

Dados do ensaio:

Massa do veículo = 198 Kg

Distribuição da massa = 40% dianteira e 60% traseira.

Considerações do ensaio:

Altura de queda = 1.0 m

Tempo de impacto = 250 ms (valor estimado via estudo de filmagem)

Calculo da velocidade do veículo no instante imediatamente antes do impacto.

$$E_p = mgh$$

$$E_p = 198 * 9.81 * 1.0 = 1942.38 \text{ J}$$

Balanço de energia

$$E_p = E_c$$

$$E_c = (mv^2)/2$$

$$v_i = (2 * 1942.38 / 198)^{(1/2)}$$

$$v_i = 4.429 \text{ m/s}$$

Obs: para o calculo da velocidade foi considerada a massa total

Teoria Momento linear(P)- Impacto.

$$M_d = 0.4 * 198 = 79.2 \text{ Kg}$$

$$P_i = m * v_i$$

$$P_i = 79.2 * 4.429$$

$$P_i = 350.812 \text{ Kg*m/s}$$

$P_f = 0$ (devido velocidade final ser zero, choque inelástico)

Obs: Para o cálculo do momento linear foi considerada apenas a massa no eixo dianteiro.

$$dP = F * dt$$

$$F = (P_f - P_i) / t$$

$$F = 350.812 / 0.25$$

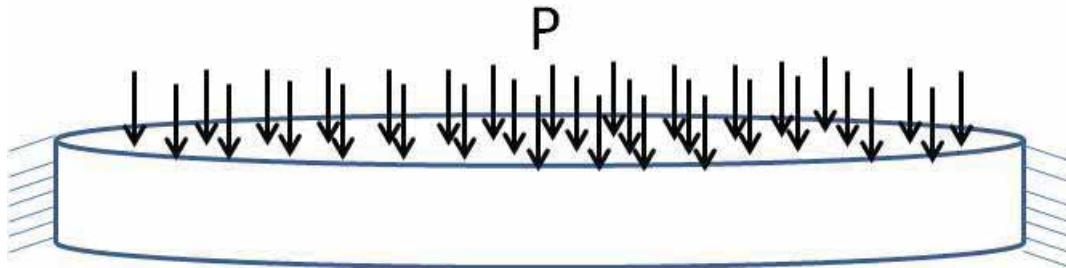
F = 1403.248 N ou 143.042Kgf Força no eixo dianteiro

Força por roda = 701.62N ou 71.52 kgf.

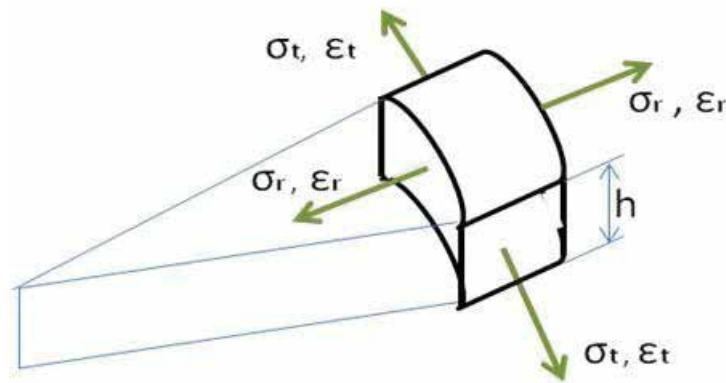
Obs: Este valor de t , é inversamente proporcional a força de impacto, como no protótipo contamos com a presença do amortecedor e do amortecimento do pneu, o tempo de impacto é considerado "longo" acarretando em uma força média de impacto pequena.

ANEXO B

Segundo Dally (1978), um disco com sua lateral engastada e sob pressão uniforme apresenta o seguinte equacionamento referente à deformação.



Retirando um elemento radial infinitesimal temos o seguinte estado de tensão e deformação:



Com as deformações calculadas pelas formulas:

$$\varepsilon_r = \frac{-3pR^2}{4h^2E} (1 - \nu^2) \quad \text{e} \quad \varepsilon_t = \frac{3pR^2}{8h^2E} (1 - \nu^2) \quad (1) \text{ e } (2)$$

Devido à célula de carga projetada trabalhar com os extensômetros ligados em ponte completa, deve-se então trabalhar com a seguinte formula:

$$\frac{\Delta E}{V} = \frac{k}{4} (\varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4) \quad (3)$$

Neste caso:

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_3 = \varepsilon_t \quad \text{e} \quad \varepsilon_2 = \varepsilon_4 = \varepsilon_r$$

Então substituindo (1) e (2) em (3) e aproximando $k=2$, temos:

$$\frac{\Delta E}{V} = \frac{9pR^2}{8h^2E}(1 - \nu^2) \quad (4)$$

Conhecendo os valores de $\frac{\Delta E}{V}$, p, E e ν , utilizando a equação (4) é possível calcular espessura h da célula de carga.

A tabela a seguir trás os resultados.

Fimpacto	700	N
Força max (CS = 2)	1400	N
Raio da célula de carga	0,0525	m
Área	0,008659015	m ²
pr	161681,2120	N/m ²
E	7,00E+10	Pa
ν	0,3	
k	2	
(DE/V)max	0,0008	
C	0,00000001	
h	2,9	mm